ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

9

2008

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

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

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Журавлев Э. Ю., Огородникова О. М. — Конечно-элементный анализ наклонного валка колесопрокатного стана . . . 3
Метильков С. А., Бережной С. Б., Юнин В. В. — Изнашивание шарниров приводной роликовой цепи . . . 7
Бондалетов В. П. — Храповые механизмы для быстроходных передач . . . 10
Дильман В. Л., Остсемин А. А., Ерошкина Т. В. — Прочность механически неоднородных сварных соединений стержней арматуры . . . 13
Цыбулько А. Е., Романенко Е. А. — Новые критерии прочности материалов с локализованной и развитой пластической деформацией в условиях сложного напряженного состояния . . . 17
Порядков В. И. — Виртуальная динамика коробки передач грузового автомобиля . . 20
Ванчиков В. Ц. — Особый вид ламинарного течения жидкости в устройствах гидроавтоматики . . . 22

Цикл статей

"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Титов В. В. — Экспериментальное определение потерь на трение на цилиндрической и торцевой поверхностях металлофторопластового подшипника скольжения . . . 23

Металлургическое оборудование и прокатное производство

Зюзин А. А., Казьмин Б. Н. — Организация производства прокатных валков на металлургических предприятиях . . . 26

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Махаринский Е. И., Беляков Н. В., Махаринский Ю. Е. — Теория базирования в проблеме проектирования технологических процессов механической обработки и станочных приспособлений . . . 34
Репко А. В., Смирнов В. А. — Повышение эффективности плоского шлифования периферией круга с упругодемпфирующими элементами . . . 45
Игнатов М. Г., Перминов А. Е., Прокофьев Е. Ю. — Влияние вектора вертикальной составляющей силы резания на точность и шероховатость обрабатываемой поверхности при встречном фрезеровании . . . 49
Нгуен Туан Хиеу, Литвиненко А. В. — Критерий затупления метчиков с внутренним размещением стружки . . . 50
Лесюк Е. А., Алехин В. П., Ким Чанг Сик — Влияние режима ультразвуковой упрочняющей обработки на качество обрабатываемой поверхности . . . 52
Тахман С. И. — Разработка единых моделей процесса изнашивания инструментальных твердых сплавов . . . 56
Васин В. А., Ивашов Е. Н., Степанчиков С. В. — Тенденции проектирования внутрикамерных вакуумных систем в электронном машиностроении . . . 60

Обработка материалов без снятия стружки

Пискарев М. Ю., Пискарева М. М. — Модель кинематического состояния заготовки и силового режима при прямом выдавливании через коническо-цилиндрическую матрицу на сферический рассекатель . . . 63

Серия статей

"Проблемы теории и практики резания материалов"

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю. — Разработка новой теории резания. 9. Практические расчеты параметров резания при точении . . . 67

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Власов Р. Н. — Методические положения по формированию и распределению производственной программы организации транспортного машиностроения, обеспечивающей ритмичность производства изделий . . . 77
Омельченко И. Н., Лазаренко А. Г. — Алгоритмизация процесса обеспечения рисковой устойчивости проектов, выполняемых в ходе производственно-хозяйственной деятельности предприятия . . . 80
Смирнов С. В., Дежкина И. П., Лещенко М. И., Поташева Г. А. — Виды производственного потенциала . . . 84

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Захаров С. И. — Повышение достоверности значений остаточного ресурса деталей механизмов при акустической диагностике . . . 88
Иванов А. Н. — Выставка "Трубопроводный транспорт-2008" и "Мера-2008" . . . 91
Москвитин Г. В., Савкин А. И., Добровольская Е. Н., Краснощеков Н. Н. — Научные проблемы машиностроения . . . 93
Потапова Г. С. — Обозрение зарубежных изданий . . . 96

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Zhuravlev E. Yu., Ogorodnikova O. M. — A finite-element analysis of incline roll of the wheel rolling mill
Metil'kov S. A., Berezhnoi S. B., Yunin V. V. — Wear-out of the rotary joints details of the driving roller chain
Bondaletov V. P. — Ratchet gears for high-speed transmissions
Dil'man V. L., Ostsemin A. A., Eroshkina T. V. — A strength of mechanically inhomogeneous joints of the reinforcement bars
Tsybul'ko A. E., Romanenko E. A. — New strength criteria of the materials with localized and developed plastic deformation in the complicated stressed state conditions
Poryadkov V. I. — A virtual dynamics of the auto truck gear-box
Vanchikov V. Ts. — A specific kind of the fluid laminar motion in the hydroautomatic devices

Series of articles

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

Titov V. V. — Experimental determination of the friction loss on cylindrical and face surfaces of metalfluoraplastic slider bearing

Metallurgical equipment and rolling-mill production

Zyuzin A. A., Kaz'min B. N. — Industrial engineering of the forming rolls on the metallurgical plants

MANUFACTURING TECHNOLOGY

Makharinsky E. I., Belyakov N. V., Makharinsky Yu. E. — Basing theory at design of the technological processes of machining and of the machine tool accessories
Repko A. V., Smirnov V. A. — Enhancement of efficiency of flat grinding by the wheel periphery with elastodeforming elements
Ignatov M. G., Perminov A. E., Prokof'ev E. Yu. — Influence of vertical component of the cutting force vector upon the precision and roughness of machined surface at the oncoming mill
Nguen Tuan Khieu, Litvinenko A. V. — A blunting criterion of the taps with internal chip allocation
Lesyuk E. A., Alekhin V. P., Kim Chang Sik — Influence of the reinforcing ultrasonic treatment regime on the quality of machined surface
Takhman S. I. — Development of unified models of the instrumental hard alloys wear-out process
Vasin V. A., Ivashov E. N., Stepanchikov S. V. — Design tendency of the intra-chamber vacuum systems in the electron engineering industry

Chipless materials working

Piskarev M. Yu., Piskareva M. M. — A model of the workpiece kinematic state and of powered regime process at direct extrusion through the conic-cylindrical matrix on a spherical splitter

Series of articles

"Theory and practice problems of materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu. — Development of a new cutting theory. 9. Practical calculation technique of cutting parameters at turning

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Vlasov R. N. — Methodical regulations on forming and distribution of the production program on the transport engineering industry plant, ensuring the smooth production flow
Omel'chenko I. N., Lazarenko A. G. — An algorithmization of the assurance process of hazardous stability of the projects being realized in the course of industrial and economic activity of the enterprise
Smirnov S. V., Dezhkina I. P., Leshchenko M. I., Potasheva G. A. — Kinds of the industrial potential

TECHNICAL INFORMATION

Zakharov S. I. — An authenticity increase of the residual life meanings of the details of mechanisms at the acoustic diagnostics
Ivanov A. N. — The "Pipeline transportation-2008" and "Measure-2008" exhibitions
Moskvitin G. V., Savkin A. I., Dobrovol'skaya E. N., Krasnoshchekov N. N. — Scientific problems of the engineering industry
Potapova G. S. — Review of foreign editions

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *О. А. Ефремова*
Корректор *Т. В. Арбузова*

Сдано в набор 04.07.2008. Подписано в печать 18.08.2008.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 14,64. Заказ 879.

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", 2008

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 539.4.014.11-192

Э. Ю. ЖУРАВЛЕВ, О. М. ОГОРОДНИКОВА, канд. физ.-мат. наук
(Уральский ГТУ-УПИ, г. Екатеринбург)

Конечно-элементный анализ наклонного валка колесопрокатного стана

Приведены методические аспекты расчета напряженно-деформированного состояния и анализа прочностных характеристик наклонного валка колесопрокатного стана с применением CAE-системы ANSYS.

Methodical aspects of calculation of the deflected mode and of analysis of strength properties of incline roll of the wheel rolling mill with use of the ANSYS program package have been presented.

Разработка и внедрение компьютерных технологий проектирования инженерных систем в интегрированной среде САЭ/CAE становится крайне актуальной в связи с необходимостью предприятий тесно сотрудничать, а иногда и жестко конкурировать с зарубежными фирмами, интенсивно использующими программное обеспечение в производственной деятельности. Вместе с тем эффективное внедрение компьютерных систем инженерного анализа, таких как Computer Aided Engineering (CAE), в повседневную практику проектирования машиностроительных изделий сдерживается отсутствием детально проработанных, верифицированных и утвержденных методик расчета с использованием специализированных компьютерных программ.

Под руководством специалистов расчетно-конструкторской лаборатории предприятия ООО "Уралмаш — Металлургическое оборудование" были проработаны некоторые аспекты расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) и анализа прочностных характеристик наклонного валка колесопрокатного стана с применением CAE-системы ANSYS*.

* Программное обеспечение предоставлено авторам компанией ООО "Делкам-Урал".

Расчетная задача

Для компьютерного анализа выбран наклонный валок, который используется в стане (рис. 1) для прокатки железнодорожных колес. При прокатке колеса валок воспринимает две нагрузки: усилие прокатки, которое передается на валок через оправку, непосредственно формирующую обод колеса, и крутящий момент, передаваемый через муфту от электродвигателя. Наибольших значений нагрузки достигают при осаживании обода колеса. При этом максимально допустимый крутящий момент на валу равен 60 кН·м, а максимальное усилие прокатки согласно экспериментальным данным, представленным диаграммой силовых воздействий на протяжении цикла обработки одной заготовки колеса, составляет 1,3 МН. Эти значения используем при оценке прочности валка.

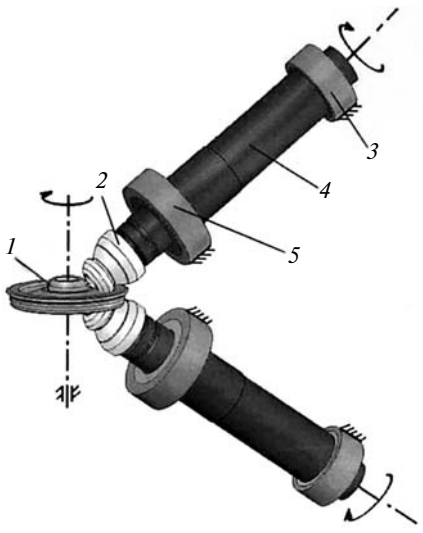


Рис. 1. Эскиз технологического процесса прокатки колес:
1 — заготовка; *2* — оправка; *3* — наклонные валки; *4* — подшипники

Валок работает на кручение и на изгиб. Особенности конструкции и условия эксплуатации валка обусловливают в нем периодическое изменение напряжений и по величине, и по знаку, что приводит к его усталостному разрушению [1]. Расчет усталостной прочности для валка является одним из основных расчетов при проектировании, но базируется он на статическом расчете НДС. Поскольку запас прочности при циклическом нагружении определяют для наиболее опасных сечений, то на первом этапе статического анализа конструкции необходимо выявить те сечения, в которых имеется концентратор напряжений, в данном случае — это галтели. На втором этапе для каждого опасного сечения рассчитывают усталостную прочность при совместном воздействии напряжений кручения и изгиба [2].

Идеология проектирования в интегрированных средах CAD/CAE

Идеология объемного проектирования в интегрированной среде CAD/CAE предполагает создание на первом этапе исходной геометрической модели и первичный расчет исходной конструкции, а затем повторный проверочный расчет конструкции по основным критериям в модуле CAE и изменение

конструкции на основании полученных результатов в системе CAD. На каждом уточняющем шаге проектирования геометрическая модель пересылается из CAD-системы в CAE-модуль для проверочного расчета технических характеристик — прочностных, гидродинамических, кинематических и т. п. Возможность быстрой оценки ключевых параметров в интегрированной среде CAD/CAE позволяет оперативно вносить изменения в геометрическую модель конструкции и выполнять перерасчет, повторяя процедуру до тех пор, пока не будут получены заданные критерии. На последнем шаге циклического проектирования в CAD-системе получается оптимизированная геометрическая модель разрабатываемой конструкции.

Отличительной особенностью CAE-систем является большой объем вычислений, выполняемый ядром программы. Эту часть программного комплекса выносят в отдельную подпрограмму, которая называется вычислителем или процессором. Соответственно, все операции подготовки расчетной модели концентрируют в препроцессоре, а представление расчетных результатов в графическом виде поручают постпроцессору. В интегрированных средах CAE-модуль работает с геометрическим файлом во внутреннем формате CAD-системы. При необходимости геометрическую модель можно отправить для расчета в автономную CAE-систему аналитического уровня с расширенными возможностями. В этом случае данные стараются передать в наиболее устойчивом формате.

Импортированную модель приходится специально редактировать перед генерацией расчетной сетки. На практике объемная модель, созданная конструктором, с точки зрения расчетчика часто оказывается избыточной, т. е. кроме необходимой содержит информацию, ненужную для решения расчетной задачи. Например, в конструкции имеющиеся фаски присутствуют и в CAD-модели, осложняя автоматическую генерацию конечно-элементной сетки, но они не влияют на точность расчета. Трансляция моделей сложной конструкции и их редактирование в препроцессоре является одной из наиболее критических операций и может занимать много времени. Работая в единой среде CAD/CAE, удается сформулировать основные требования к рациональному построению объемных моделей, значительно снижающие трудоемкость создания сеточной модели.

Подготовка геометрической модели к созданию расчетной сетки

Геометрическая модель ограничивает в пространстве расчетную область и является основой для генерации сетки конечных элементов. Редактирование и подготовка импортированной модели к расчету могут потребовать выполнения следующих операций в препроцессоре:

1) проверка модели на присутствие малых объектов, которые вызывают затруднения у генератора сетки при попытке аппроксимировать их конечными элементами с заданной точностью;

2) восстановление утраченных при трансляции геометрических объектов, отсутствие которых препятствует формированию замкнутого набора линий и поверхностей, например, восстановление поверхности по сохранившемуся окаймляющему контуру;

3) прямое объединение поверхностей двойной кривизны произвольного вида, что способствует аппроксимации объединенной поверхности с меньшим числом конечных элементов;

4) деление и объединение поверхностей и линий, принадлежащих твердому телу, с целью формирования замкнутых поверхностей;

5) параметрическое замыкание линий и поверхностей твердого тела.

В данной работе геометрическая модель, включающая в себя заготовку, оправки, валки и подшипники (см. рис. 1), построена средствами препроцессора ANSYS. Препроцессорный способ создания геометрической модели без проведения ее через процедуру трансляции выбран с учетом простоты конструкции валка, подшипников и оправки, представляющих собой тела вращения с образующими в виде прямых линий и дуг окружностей. Важным фактором обращения к встроенным функциям геометрического моделирования является также возможность параметризировать модель и подготовить ее к оптимальной разбивке на конечные элементы. Последовательность построения геометрической модели записана в командный файл, составленный из команд внутреннего языка параметрического программирования ANSYS-APDL (ANSYS Parametric Design Language), который позволяет при необходимости создать параметрическую модель и автоматически оптимизировать ее согласно некоторому критерию.

Геометрическая модель была построена по чертежам. Размеры подшипников взяты из соответствующих справочников на основании спецификации сборочного чертежа. Чертеж предполагает однозначное описание размеров, формы и взаимного расположения поверхностей детали. Следует отметить, что в современных автоматизированных системах проектирования и изготовления деталей машин используют объемные модели, которые формируются в CAD-системах как итог объемного конструирования.

Геометрическая модель была составлена из объемных примитивов. Дополнительное дробление геометрической модели было проведено для валка и для оправки, так как было важно построить расчетную сетку с особыми настройками в области контакта оправки с ответной конической поверхностью валка.

Передача нагрузок на валок через контактные поверхности позволяет избежать пиковых напряжений нефизической природы в точках с ограниченным числом степеней свободы. Как правило, узлы с ограниченным числом степеней свободы назначают за пределами анализируемой детали. Именно с этой целью в геометрическую модель были добавлены, помимо анализируемого валка, оправка и подшипник.

Создание конечно-элементной сетки

Конечно-элементную сетку (КЭС) можно сгенерировать автоматически, используя соответствующие функции препроцессора, или пря-

мым способом, самостоятельно задавая параметры сетки. Выбрав прямой способ, расчетчик сам создает в пространстве необходимую систему расчетных узлов, на базе которой затем формирует конечные элементы. Прямая генерация позволяет создать расчетную сетку с наименьшим числом конечных элементов, расчет которой требует минимальных затрат времени и машинных ресурсов. В данной работе расчетная сетка сгенерирована в объеме составной геометрической модели, где для каждой объемной части вручную заданы параметры разбивки.

При построении сеточной модели необходимо искать оптимальную дискретность сетки и балансировать при этом между задействованными ресурсами вычислительной системы (память, время, число процессоров) и точностью вычислений. Сетка с небольшим числом расчетных узлов позволяет снизить расчетное время и объем используемой памяти, но приводит к получению менее точного результата. В идеале решение не должно зависеть от плотности сетки. Поэтому следует оценить влияние дискретности сетки на точность вычислений и найти наименьшее число конечных элементов в сетке, при увеличении которого точность расчета не изменялась бы. С этой целью создается сетка с малым исходным числом конечных элементов и проводится начальный расчет. Затем число конечных элементов увеличивается и снова проводится расчет, результаты сравнивают и т. д. Число конечных элементов в сетке увеличивают до тех пор, пока разница двух последовательно найденных значений не окажется ниже заданной точности вычислений.

Целесообразно уплотнять сетку в зонах значительного градиента напряжений (температур, деформаций), в области контакта деталей и на объектах сложной формы. Но уплотнение сетки не компенсирует ложные допущения физической модели и ошибки входных данных. В частности, уплотнение сетки не увеличивает точность в острых углах без галтелей или при изгибе тонкостенных конструкций, смоделированных объемными элементами.

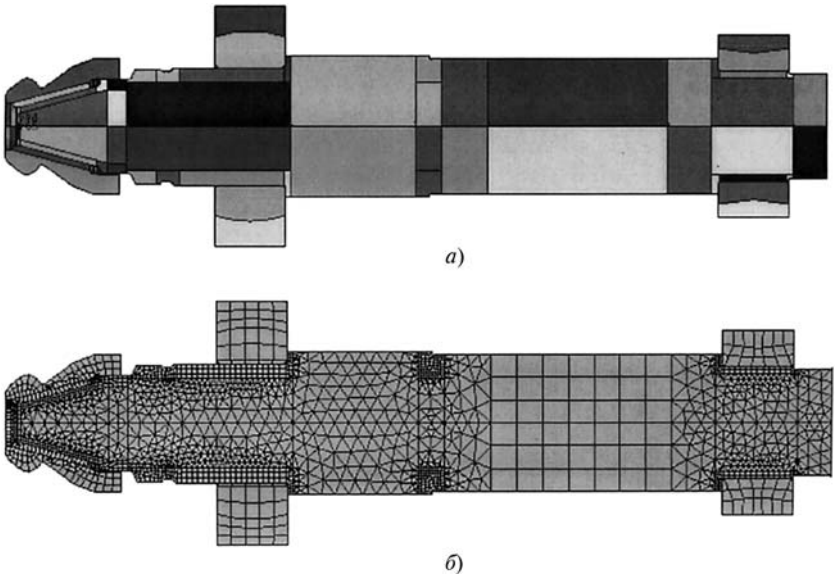


Рис. 2. Геометрическая модель валка с разбивкой на простые фигуры (в сечении) (*а*) и сетка конечных элементов (*б*), построенная по геометрической модели

Высокую точность расчетов получают не только путем повышения плотности сетки, но и путем использования конечных элементов более высокого порядка. Так, тетраэдрические элементы с линейной функцией формы не обеспечивают точные расчетные результаты в сложных задачах конструкционного анализа, поскольку они имеют ограничения при моделировании процессов деформации конструкции.

В данной работе при построении сетки использовали конечные элементы из библиотеки ANSYS: твердотельный элемент с квадратичной функцией формы и 20 расчетных узлов — SOLID95 — для моделирования объемных тел; контактные элементы "поверхность—поверхность" — CONTA174, TARGE 170 — для передачи механического взаимодействия между деталями сборки.

На рис. 2 показаны геометрическая модель валка с разбивкой на простые фигуры (в сечении) и сетка конечных элементов, построенная по геометрической модели.

Ограничения расчетной модели

В приведенной расчетной модели предполагается, что все материалы конструкции изотропны, и при заданных значениях нагрузки в валках не происходит накопление остаточной пластической деформации. Наклонные валки изготовляют из стали 35ХН1М2ФА [предел текучести $\sigma_{0,2}$ = (680 ÷ 850) МПа; предел прочности ($\sigma_в$ = 830 МПа; модуль нормальной упругости 210 ГПа; коэффициент поперечного сжатия 0,27].

Для более точного расчета напряжений в валке точки приложения нагрузок и области с ограничением числа степеней свободы выбраны за пределами анализируемой детали. Ограничение числа степеней свободы задано нулевыми пространственными перемещениями на цилиндрических поверхностях наружных колец подшипников (рис. 3).

Нагрузки в КНС передаются на валок от соприкасающихся деталей сборки через контактные элементы. Усилие прокатки приложено к оправке в виде силы, равномерно распределенной по четырем секторам,

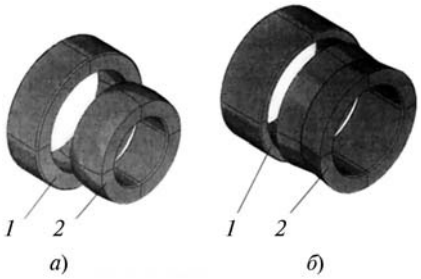


Рис. 3. Геометрические модели сферического шарикового (*а*) и конического роликового (*б*) подшипников:
1 и *2* — объемы, моделирующие соответственно наружные кольца подшипников и тела качения и внутренние кольца подшипников

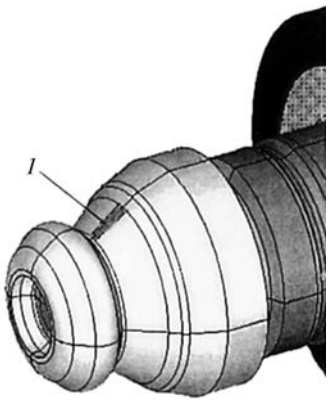


Рис. 4. Моделирование усилия прокатки: *1* — коническая поверхность, на которой задана равномерно распределенная нагрузка с равнодействующей силой, эквивалентной усилию прокатки

образующим замкнутую коническую поверхность (рис. 4).

Важными составляющими расчетной модели являются контактные элементы. В данном случае использовались контактные элементы "поверхность — поверхность", для которых не требуется изначального знания точного положения зоны контакта, а контактирующие поверхности могут иметь разные сетки. Поверхностными контактными элементами поддерживается большое относительное скольжение в зоне контакта, а также большие смещения и повороты, что позволяет моделировать пластическое течение металла при расширенной постановке задачи. Были определены контактные условия между следующими парами деталей: валок — внутренние кольца подшипника, внутреннее кольцо подшипников — наружное кольцо подшипника, валок — оправка.

Результаты компьютерных вычислений

Расчеты валка на кручение и изгиб выполнены независимо. Суммарные главные напряжения получены сложением соответствующих тензоров напряжений и приведением к главным осям суммарного тензора. Процедура суммирования выполнена для отдельных узлов расчетной сетки в концентраторах напряжений. Основной вклад в результирующие напряжения вносит усилие прокатки. Влияние крутящего момента на концентрацию напряжений в валке значительно меньше.

Прочность валка в большей степени обусловлена его конструктивными формами на участках перехода между ступенями, в которых возникает концентрация напряжений изгиба и кручения. В поперечном сечении валка напряжения увеличиваются в радиальном направлении. На поверхности находятся основные источники концентраций напряжений, обусловленные изменением формы валка. Зарождение трещин, приводящих к разрушению валка, начинается, как правило, на поверхности. Традиционный прием усовершенствования конструкции, обеспечивающий снижение концентраций напряжений, — выполнение перехода к участку большего диаметра в виде галтели. Диаграмма концентраций напряжений на галтелях валка приведена на рис. 5. При нормальной температуре предел прочности стали 35ХН1М2ФА, из которой изготовлен валок, более чем в 6 раз превышает расчетные значения эквивалентных напряжений на галтелях. Максимальное значение (122 МПа) напряжения достигают на второй галтели, находящейся на расстоянии 389 мм от левого торца, что объясняется наибольшей разностью диаметров сопрягающихся участков. Однако поломка валка чаще всего начинается с возникновения трещин на первой галтели, находящейся на расстоянии 280 мм от левого торца, что объясняется воздействием повышенных температур в этой области.

Следует отметить, что расчет НДС не решает задачу комплексной оценки прочности — он не описывает процесс разрушения, не определяет начальный или текущий ресурс детали, что является важным для конструкций, работающих в условиях многофакторных интенсивных воздействий.

Можно выделить два главных фактора, влияющих на срок службы валка: переменная силовая нагрузка и повышенная температура. Очевидно, что разрушение носит усталостный характер, причем из-за повышенной температуры механические свойства материала валка в действительности

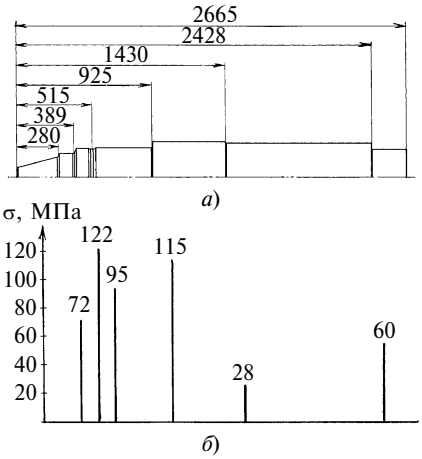


Рис. 5. Чертеж валка (*а*) и диаграмма концентраций напряжений (*б*) на его галтелях

ниже, чем свойства материала, из которого он изготовлен, приведенные в справочной литературе. Долговечность валка можно повысить снижением нагрузок или изменением его конструкции. Первый способ не имеет смысла, так как величина нагрузки напрямую связана с технологическим процессом; остается второй способ — изменение конструкции валка с целью снижения максимальных напряжений в местах их концентрации и смещение концентраторов напряжений в область более низких температур.

Увеличить ресурс детали можно, используя другой материал: вместо стали 35ХН1М2ФА использовать сталь 38Х2Н3Му, механические свойства которой сохраняются при повышенных температурах.

Таким образом, выявленные закономерности распределения напряжений позволили позиционировать наиболее опасное сечение валка. Полученные результаты являются основой для компьютерного расчета долговечности исследуемой детали на следующем этапе конструкционного анализа в среде ANSYS.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Леликов О. П.** Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет: Справочник. М.: Машиностроение, 2006. 640 с.

2. **Raymond Browell, Al Hancq.** Update on the ANSYS Fatigue Volume. ANSYS Solution, 2006. Volume 7, Issue 1, P. 16—19.

УДК 621.855

С. А. МЕТИЛЬКОВ, С. Б. БЕРЕЖНОЙ, доктора технических наук, В. В. ЮНИН (КубГТУ, г. Краснодар)

Изнашивание шарниров приводной роликовой цепи

Предложен метод оценки износа шарниров приводной роликовой цепи, исключающий погрешность, обусловленную деформацией деталей при разборке звеньев цепи. Проведенные исследования деталей шарниров позволили выявить зоны и установить закономерности их изнашивания вдоль образующих.

An estimation method of rotary joints of driving roller chain wear-out, eliminating the inaccuracy conditioned by the details deformation at the link of chain disassembling, has been proposed. Investigations of the rotary joints details have allowed to reveal zones and to ascertain their wear-out regularities along the generatrices.

В процессе работы цепной передачи происходит изнашивание деталей шарниров цепи: валиков, втулок и роликов. При этом изменяются не только размеры изнашивающихся деталей, но и их конфигурация. В результате изменяются контактные параметры в парах "валик — втулка", "втулка — ролик" и "ролик цепи — зуб звездочки", которые влияют на напряженно-деформированное состояние деталей шарнира и скорость изнашивания цепи. В связи с этим необходимо знать формы контактирующих поверхностей деталей шарнира при их изнашивании. Прямым измерением это сделать невозможно ввиду конструктивных особенностей. Поэтому для определения величины и формы износа деталей шарниров необходимо разобрать звенья цепи и выполнить соответствующие измерения. Но это приводит к неизбежным погрешностям. Во-первых, при разборке звеньев втулки деформируются вследствие внутренних напряжений и их формы претерпевают изменения. Во-вторых, невозможно измерить внутренние диаметры поверхностей втулки и ролика вдоль образующей.

В лаборатории кафедры "Технической механики" КубГТУ были проведены стендовые испытания приводной роликовой цепи ПР-19,05-31,8 (ГОСТ 13568—97) с целью определения износа цепи при различной наработке передачи. Испытание цепей проводили на стенде с разомкнутым силовым потоком. В ходе испытаний использовали следующие режимы: полезная нагрузка, передаваемая цепью, $F_B = 2500$ Н; частота вращения звездочек $n_1 = 455$ мин$^{-1}$; натяжение цепей — периодическое; числа зубьев звездочек $z_1 = z_2 = z_H = 19$, число звеньев в контуре передачи $N = 84$. Стендовые испытания цепных передач проводили в условиях отсутствия смазки.

После 25 ч работы цепной передачи цепь снимали с испытательного стенда и измеряли контактные шаги внутренних и наружных звеньев, а также длину контрольных отрезков цепи [1]. Цепь нагружали до увеличения среднего шага на 3 %, что соответствует ее предельному состоянию по критерию износостойкости [2].

Согласно установившейся практике [2] работоспособность цепной передачи по критерию износостойкости цепи определяется увеличением ее среднего шага, который является условной величиной и вычисляется по формуле $\Delta_t = 100(t_и - t_0)/t_0$, где $t_0 = L_{m0}/m_t$, $t_и = L_{mи}/m_t$ — средний шаг цепи соответственно в исходном и изношенном ее состоянии (L_{m0}, $L_{mи}$ — длина измеряемого отрезка, состоящего из m_t звеньев, цепи соответственно в исходном и изношенной ее состоянии).

Результаты стендовых испытаний приводной роликовой цепи после статистической обработки представлены на рис. 1.

Анализ показал, что изнашивание наружных звеньев отличается от изнашивания внутренних звеньев. При этом шаг наружных звеньев в 1,56 раза выше, чем внутренних. Если шаги наружных и внутренних звеньев измеряют непосредственно, средний шаг звеньев является их полусуммой, то средний шаг цепи принимается условно и не может служить показателем ее изнашивания, поскольку отличается даже от среднего шага звеньев, хотя и незначительно (на 4 %), вследствие накапливания ошибок изнашивания звеньев. Износ цепи целесообразно оценивать по увеличению шагов наружных и внутренних звеньев, которые определяются непосредственно на измерительном устройстве [1].

Для исследования износов и их форм в различных местах передачи после проведения стендовых испытаний измеряли детали шарниров изношенной цепи (при увеличении среднего шага цепи на 3,2 %) на четырех участках (по пять звеньев в каждом — 3 внутренних и 2 наружных).

Для того чтобы исключить деформацию деталей, исследуемые участки цепи уложили на дно специальной чаши и залили эпоксидной смолой [3]. Для базирования выступающие концы валиков наружных звеньев отшлифовали до уровня пластины. Для определения местоположения исследуемых шарниров при повторных измерениях в чаше были установлены два калиброванных штифта (Ш1 и Ш2) (рис. 2, *а*). На рис. 2 предыдущему шарниру присваивается обозначение звена цепи, которому он принадлежит. Линии Г 00, В 01 и В 02 образуют системы координат XOY и $XO'Y'$. Стрелки указывают направление движения цепи в передаче.

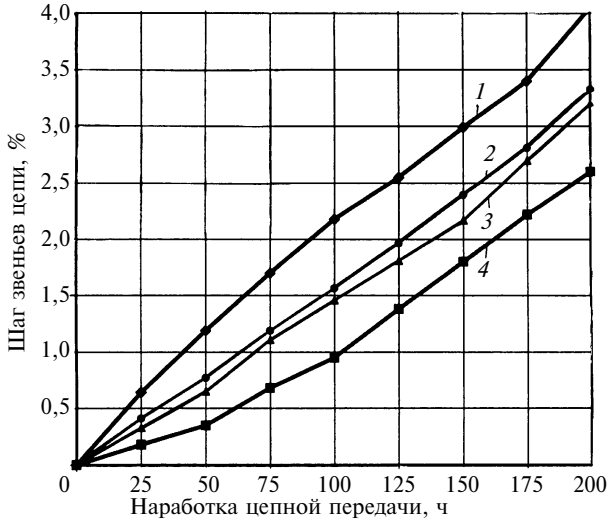


Рис. 1. Зависимости изменения шагов наружных (*1*) и внутренних (*4*) звеньев, средних шагов цепи (*3*) и звеньев (*2*) от наработки цепной передачи

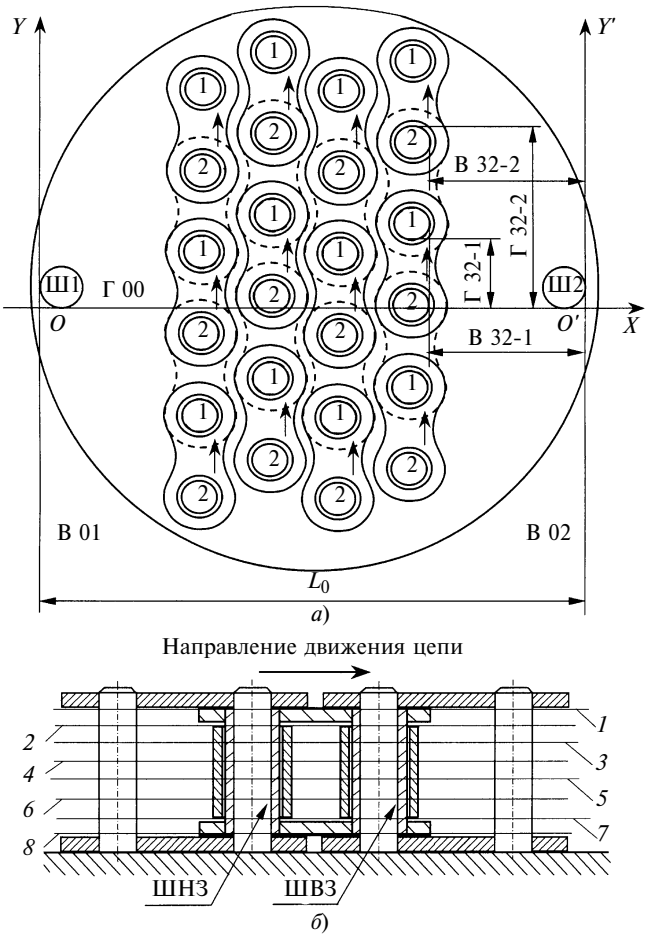


Рис. 2. Схема расположения исследуемых шарниров (*а*) и уровни измерений (*б*):
1 — шарниры внутренних звеньев (ШВЗ); *2* — шарниры наружных звеньев (ШНЗ)

Положение исследуемых шарниров при каждом измерении определялось относительно координатных осей. За начало отсчета для каждого шарнира были приняты горизонтальные и вертикальные линии, проходящие через неизношенную внутреннюю поверхность втулок каждого шарнира (см. рис. 2, *а*). Направления осей *Y* и *Y'* совпадают с направлением движения цепи в контуре передачи. Износ контактных поверхностей шарниров измеряли путем установки чаши с исследуемыми звеньями на стол микроскопа УИМ-21 с ценой деления 0,001 мм.

Исследуемые звенья по образующей валика были разбиты на 8 уровней измерения (рис. 2, *б*). После измерения всех деталей шарниров чашу с исследуемыми звеньями шлифовали на плоскошлифовальном станке до очередного уровня измерения. Результаты измерений обрабатывались в среде MsEXCEL и MsGRAPH отдельно для шарниров наружного (ШНЗ) и внутреннего (ШВЗ) зацеплений, что позволило выявить разницу в формах износа их деталей.

На рис. 3 представлены типовые формы изношенных деталей шарниров наружных и внутренних звеньев. Тонкими линиями показаны диаметральные размеры деталей шарнира в исходном состоянии. На рисунке обозначены зоны изнашивания деталей шарниров: 3С, 3В — зоны износа ролика соответственно наружной и внутренней поверхностей, обусловленные скольжением соответственно в парах "ролик цепи — зуб звездочки" и "ролик цепи — втулка шарнира"; $2В_1$, $2В_2$ и 2А — зоны износа втулки соответственно по наружной поверхности и внутренней, обусловленные скольжением соответственно в парах "втулка шарнира — ролик цепи" и "втулка — валик шарнира"; 1А — зона износа валика, обусловленная скольжением в паре "валик — втулка шарнира". Стрелки показывают направление движения шарнира в цепном контуре передачи.

Износ роликов в ШНЗ и ШВЗ происходит в зонах 3В и 3С. Поскольку ролики посажены на втулки с зазором, то их ориентация в моменты входа и выхода шарниров из зацепления с зубьями звездочек носит случайный характер, что приводит к равновероятному радиальному износу. Однако вдоль образующей наружная поверхность ролика изнашивается неодинаково.

В средней части (см. рис. 2, *б*, уровни 4 и 5) ролика (см. рис. 3, *а*, зона 3С) в области контакта его с зубом звездочки радиальный среднестатистический износ наружной поверхности максимальный и составляет 0,17 мм, что соответствует 10,6 % от диаметра ролика. По краям (см. рис. 2, *б*, уровни 2 и 7) ролик практически не изношен (зона 3С отсутствует). Внутренняя поверхность ролика в области контакта с втулкой имеет равномерный износ (см. рис. 3, *а* и *б*, зона 3В) вдоль образующей, который составляет (как и в средней части наружной поверхности) 0,17 мм или 10,6 % от диаметра ролика. Это объясняется тем, что контакт внутренней поверхности ролика с втулкой сохраняется по всей его длине.

Втулки шарниров наружного и внутреннего звеньев имеют три зоны износа ($2В_1$, $2В_2$ и 2А), из них две зоны износа ($2В_1$ и $2В_2$) расположены на наружной поверхности втулки, одна зона (2А) — на внутренней поверхности.

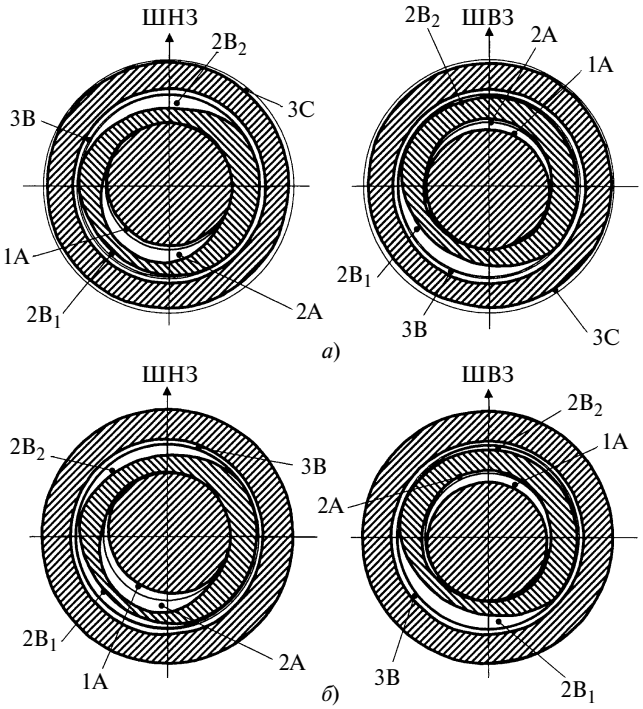


Рис. 3. Типовые формы контактных поверхностей деталей ШНЗ и ШВЗ в центре (*а*) и по краям (*б*)

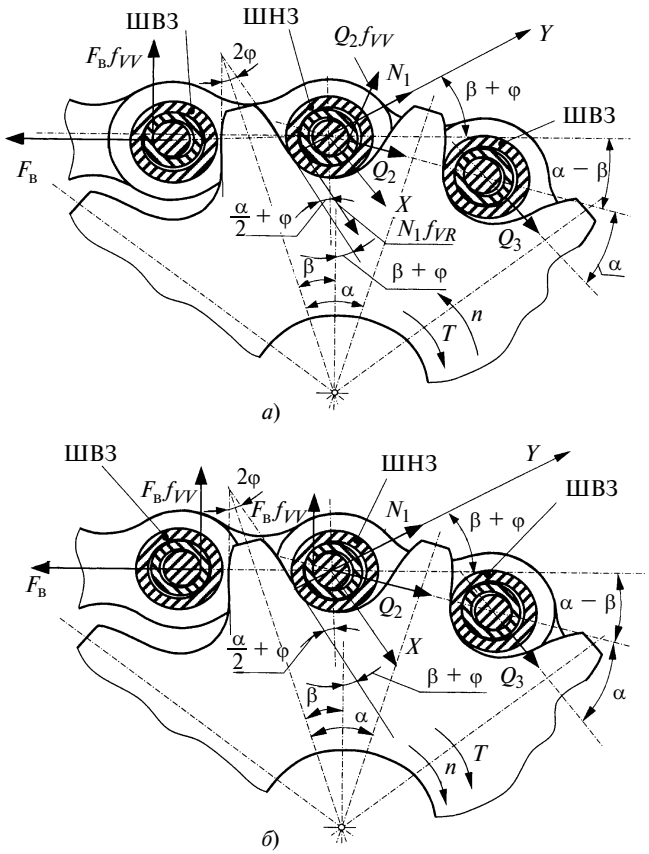


Рис. 4. Схема выхода внутреннего звена из зацепления с зубом ведомой звездочки (*а*) и входа наружного звена в зацепление с зубом ведущей звездочки (*б*)

При выходе внутреннего звена из зацепления с зубом ведомой звездочки шарнир наружного звена контактирует [4] с зубом звездочки под углом [180 − (β + φ)] против часовой стрелки относительно направления движения цепи (рис. 4, *а*). Усилие N_1 от зуба звездочки передается втулке, т. е. имеет место силовое замыкание между зубом звездочки, роликом цепи и втулкой шарнира.

За время выхода из зацепления внутреннее звено поворачивается на угол α, что обусловливает радиальный износ в зоне $2B_2$ в средней части (см. рис. 2, *б*, уровни 4 и 5) на 0,61 мм или на 48 % толщины втулки, по краям (уровни 2 и 7) на 0,49 мм или на 39 % толщины втулки. Одновременно по внутренней поверхности втулки происходит разворот валика на угол α, который обусловливает изнашивание втулки в зоне 2А. Силовое замыкание (Q_2) при этом осуществляется между втулкой и валиком шарнира.

При входе наружного звена цепи в зацепление с зубом ведущей звездочки шарнир этого звена контактирует с зубом звездочки под углом (β + φ) против часовой стрелки (рис. 4, *б*). При этом усилие N_1 от зуба передается валику, т. е. имеет место силовое замыкание между зубом звездочки, роликом цепи, втулкой и валиком шарнира. За время зацепления внутреннее звено разворачивается на угол α, что обусловливает радиальный износ втулки в зоне $2B_1$ в средней части (уровни 4 и 5) на 0,19 мм и по краям (уровни 2 и 7) на 0,18 мм или соответственно на 15 и 14 % толщины втулки. Следует отметить, что при контакте под углом износ в зоне $2B_1$ в 2 раза больше и составляет 0,36 мм.

Одновременно, разворачиваясь внутри втулки на угол α, валик обусловливает радиальный износ втулки в зоне 2А в средней части (уровни 4 и 5) на 0,59 мм и по краям (уровни 1 и 8) на 0,6 мм, что составляет соответственно 46 и 47 % толщины втулки. Суммарный износ втулки в зонах $2B_1$ и 2А в направлении движения цепи составляет 0,78 мм или 61 % толщины втулки. Максимальный суммарный износ в этой же зоне при контакте под углом составляет 0,96 мм или 76 % толщины втулки.

При выходе из зацепления с ведущей звездочкой и входе в зацепление с ведомой звездочкой ШНЗ зона 1А радиального износа валика остается без изменения, поскольку силовое замыкание между втулкой и роликом не изменяется. Величина этого износа составила соответственно в средней части 0,2 мм и по краям 0,36 мм (3,4 и 6,1 % диаметра валика).

При выходе внутреннего звена цепи из зацепления с зубом ведомой звездочки шарнир этого звена контактирует с зубом звездочки под углом [180 − (β + φ)], при этом усилие от зуба передается валику. За время выхода из зацепления наружное звено разворачивается на угол α. При этом валик поворачивается относительно втулки на угол α, обусловливая радиальное изнашивание внутренней поверхности втулки в зоне 2А.

Вследствие изменяющегося натяжения ($F_в$, Q_2, Q_3) звеньев цепи происходят макроперемещения шарнира по зубу звездочки, что обусловливает скольжение втулки по ролику. Этим можно объяснить зону износа $2B_2$, которая составляет в средней части (уровни 4 и 5) 0,21 мм и по краям (уровни 2 и 7) 0,15 мм по направлению движения (16,5 и 11,8 % толщины втулки соответственно).

При входе в зацепление наружного звена с ведущей звездочкой шарнир внутреннего звена контактирует с зубом звездочки под углом (β + φ). Усилие от зуба звездочки передается втулке. За время зацепления внутреннее звено поворачивается на угол зацепления α. По внутренней поверхности втулки происходит разворот валика тоже на угол α, обусловливая износ втулки в зоне 2А. Суммарный износ втулки в этой зоне составляет в средней части (уровни 4 и 5) 0,11 мм и по краям (уровни 1 и 8) 0,22 мм (8,7 и 17,4 % ее толщины).

Изменение натяжения звена по дуге обхвата звездочки цепью приводит к перемещению ролика по зубу звездочки, что обусловливает радиальное изнашивание втулки в зонах $2B_2$ и $2B_1$. В средней области зоны $2B_2$ (уровни 4 и 5) износ составляет 0,21 мм, по краям (уровни 2 и 7) — 0,15 мм (16,5 и 11,8 % толщины втулки). В зоне $2B_1$ втулка изнашивается в средней части (уровни 4 и 5) на 0,57 мм и по краям (уровни 2 и 7) на 0,56 мм (45 и 44 % толщины втулки).

При входе в зацепление с ведущей звездочкой и выходе из зацепления с ведомой звездочкой шарнира внутреннего звена происходит разворот валика во втулке на угол α, обусловливая зону 1А износа валика. Величина износа втулки составила в средней части 0,31 мм, по краям — 0,45 мм (5,2 и 7,6 % диаметра валика).

На рис. 5 показано распределение износов по образующим втулки (ШНЗ 2А, ШНЗ 2В1, ШНЗ 2В2) и ва-

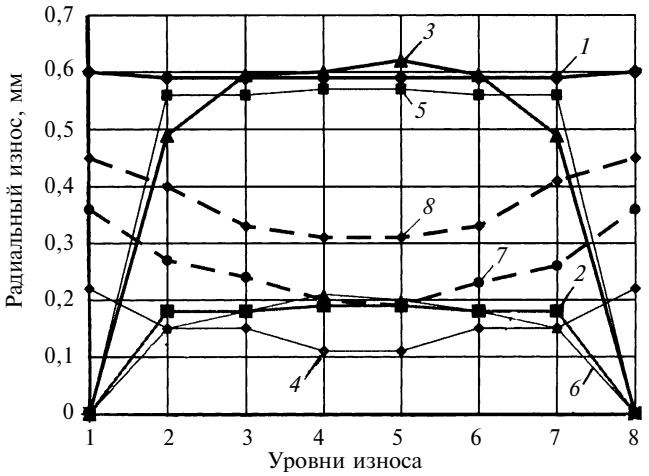


Рис. 5. Распределение износов деталей шарниров звеньев цепи по уровням измерения:
1 — ШНЗ 2А; *2* — ШНЗ 2В1; *3* — ШНЗ 2В2; *4* — ШВЗ 2А; *5* — ШВЗ 2В1; *6* — ШВЗ 2В2; *7* — ШНЗ ВА1; *8* — ШВЗ ВА1

лика (ШНЗ ВА1) наружного звена и втулки (ШВЗ 2А, ШВЗ 2В1, ШВЗ 2В2) и валика (ШВЗ ВА1) внутреннего звена. Износ внутренней поверхности втулки (зона 2А) и валика (зона 1А) по краям больше, чем в средней части. Для втулки ШНЗ эта разница незначительна, износ валика по краям в 2 раза выше, чем в середине. Для ШВЗ износ по краям втулки в 2 раза, а валика — в 1,5 больше износа средней части. Это объясняется упругой деформацией валика.

Износ наружной поверхности втулки ШВЗ и ШНЗ в зоне $2B_1$ незначительно отличается от износа по образующей. В зоне $2B_2$ износ наружной поверхности втулки ШВЗ и ШНЗ в средней части в $1{,}3 \div 1{,}4$ раза больше износа по краям. Это можно объяснить тем, что на линии контакта ролика с зубом звездочки интенсивность нагрузки выше, чем на концевых участках ролика, на которых контакт отсутствует.

Выводы

1. Проведенные стендовые испытания приводных роликовых цепей на износостойкость показали, что оценка износостойкости цепи по ее среднему шагу согласно установившейся практике не отражает реального износа ее звеньев. Более достоверной оценкой износа цепи являются шаги наружных и внутренних звеньев, измеряемые непосредственно на измерительном устройстве. Полученные результаты можно статистически обработать.

2. Применяемые в настоящее время методы измерения износа деталей шарниров отличаются значительными погрешностями вследствие деформации звеньев при разборке. Кроме того, внутренние поверхности втулок и роликов вдоль образующих измерить невозможно. Поэтому предложен новый метод измерения деталей шарнира, исключающий эти недостатки.

3. Измерения деталей шарниров вдоль их образующих, проведенные данным методом, позволили определить зоны их изнашивания и значения износов. Установлена закономерность распределения износа деталей шарнира вдоль образующей. Для валиков и внутренней поверхности втулок эта закономерность заключается в том, что края деталей изнашиваются больше, чем средняя часть, а наружная поверхность втулок, наоборот, изнашивается в средней части больше, чем по краям.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Проектирование** открытых цепных передач / А. А. Петрик, С. А. Метильков, А. В. Пунтус, С. Б. Бережной. Под общ. ред. С. А. Метилькова. Краснодар: Изд-во ТУ КубГТУ, 2002. 156 с.

2. **Готовцев А. А., Котенок И. П.** Проектирование цепных передач. М.: Машиностроение, 1982. 336 с.

3. **Юнин В. В., Метильков С. А., Пунтус А. В.** Метод экспериментального исследования изношенных деталей шарниров приводных роликовых цепей / Междун. форум по проблемам науки, техники и образования. Т. 2. / Под ред. В. П. Савиных, В. В. Вишневского. М.: 2003. С. 26, 27.

4. **Воробьев Н. В.** Цепные передачи. М.: Машиностроение, 1968. 252 с.

УДК 621.838.1

В. П. БОНДАЛЕТОВ, канд. техн. наук (Ковровская ГТА)

Храповые механизмы для быстроходных передач

Рассмотрен храповой механизм свободного хода (МСХ) нового типа блочной конструкции, предназначенный для работы во всех областях техники, как альтернатива роликовым, эксцентриковым, клиновым МСХ при высоких скоростях вращения. Его особенностью является наличие нескольких храповых дисков с малым числом зубьев, что обеспечивает их высокую прочность и хорошую кинематику скольжения собачек по профилю зуба.

A new type of a block design free travel ratchet gear, assigned for work in all technical fields as an alternative to roller, eccentric, and wedge-operated ratchet gears at high rotation speeds has been considered. Its peculiarity is availability of some ratchet dishes with low teeth number. Due to that the high strength and good kinematics glide of clicks along the tooth profile is provided.

В различных областях техники в механизмах с чередующимися режимами вращения и остановок находят широкое применение храповые механизмы и, в частности, храповые механизмы свободного хода (МСХ). Это подъемно-транспортные механизмы, механизмы подачи металлообрабатывающих станков, гидродинамические передачи, системы пуска двигателей внутреннего сгорания и газовых турбин, трансмиссии велосипедов и вертолетов, механические импульсные передачи, бесступенчатые механические передачи.

Скоростной режим таких механизмов лежит в широком диапазоне угловых скоростей: от $\omega_{min} = 1$ рад/с до $\omega_{max} = 400$ рад/с. Конструкция МСХ фрикционного замыкания показана на рис. 1.

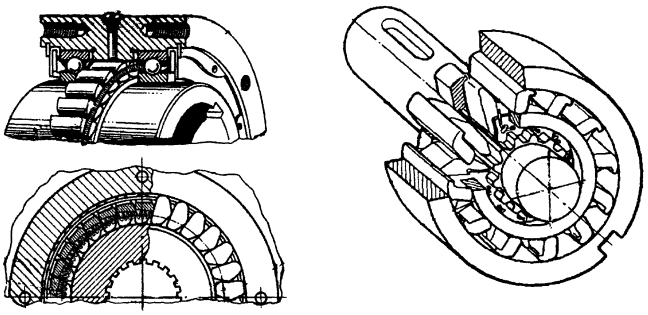


Рис. 1. Конструкция МСХ фрикционного замыкания

Несмотря на широкую область применения, назначение МСХ любых конструкций ограничивается следующими функциями: соединение и размыкание валов при различных соотношениях их угловых скоростей; преобразование колебательного движения в поступательное; преобразование колебательного движения в непрерывное вращение.

Работа механизма свободного хода включает четыре периода: замыкание, замкнутое состояние (заклинивание), размыкание (расклинивание) и свободный ход. По принципу замыкания все МСХ делятся на замыкающиеся с помощью трения (фрикционные) и с помощью зацепления (храповые). Обладая рядом достоинств (замыкание при любом взаимном положении элементов, бесшумная работа на холостом ходу), фрикционные МСХ имеют главный недостаток — нормальные силы в зоне контакта при замыкании МСХ на порядок превышают передаваемые усилия, а усилия при расклинивании сопоставимы с передаваемыми усилиями. При замыкании взаимный обратный поворот обойм, вызванный упругой деформацией, составляет $6 \div 9^\circ$. Эти особенности фрикционных МСХ ограничивают их применение в быстроходных и нагруженных передачах [1].

Рост передаваемых мощностей и скоростей движения механизмов ставит задачу повышения нагрузочной способности механизмов и, в частности, механизмов свободного хода. Один из путей в этом направлении — замена фрикционных МСХ на храповые.

Главное преимущество храповых МСХ по сравнению с фрикционными — это равенство нормальных усилий при замыкании и передаваемых усилий, что позволяет существенно уменьшить напряжения при замыкании и, соответственно, габариты храповых МСХ. Как преимущество следует отметить и отсутствие усилия расклинивания.

Недостатки храповиков традиционного исполнения — повышенный уровень шума, невозможность работы при высоких скоростях вращения и возможность замыкания только при определенном взаимном расположении храповика и обоймы (дискретность замыкания). Некоторые варианты храповых МСХ приведены на рис. 2 [2].

Дискретность замыкания в храповых МСХ вызвана фиксированным шагом зуба храповика, который определяется его прочностью и не может быть меньше определенного значения. Этим шагом определяется и минимальный зазор между торцами зуба храповика и собачки. От величины этого шага зависят нагрузки на собачку и зуб храповика и, следовательно, их прочность. Снижение этих нагрузок возможно путем распределения их в микрохраповых МСХ при замыкании между несколькими упругими пластинами [1]. Одновременное включение нескольких упругих пластин технологически обеспечить трудно, поэтому в таких МСХ всю нагрузку воспринимает одна из собачек, в результате чего она быстро выходит из строя и перегружается следующая собачка. Уменьшение шага зубьев храповика традиционного исполнения приводит к снижению прочности зубьев и вызывает неблагоприятную кинематику движения собачки при вращении храповика со скоростями $\omega > 10$ рад/с. В геометрии собачки неизбежен "клюв", и возникает угол $\gamma > 15^\circ$ (см. рис. 2), что создает дополнительные нагрузки на собачку и подшипники вала.

Отмеченные недостатки и взаимно исключающие требования к традиционным храповым МСХ в механических быстроходных бесступенчатых передачах удается преодолеть в храповом МСХ блочного типа (рис. 3) [3], который состоит из нескольких дисков *1* с зубьями постоянного шага с профилем, образованным дугой окружности радиуса $R_р$, близкого величине к радиусу $R_о$ впадин храповика. Центр этой окружности смещен от оси храповика (положение центра определяют радиус D и угол θ). Диски жестко соединены между собой так, что зуб последующего диска смещен относительно предыдущего на величину t — шаг МСХ в одну сторону. Каждому диску соответствуют свои собачки *2*, прижимае-

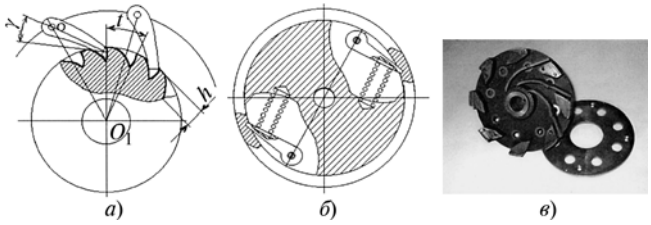


Рис. 2. Храповые (*а*, *б*) и микрохраповой (*в*) МСХ

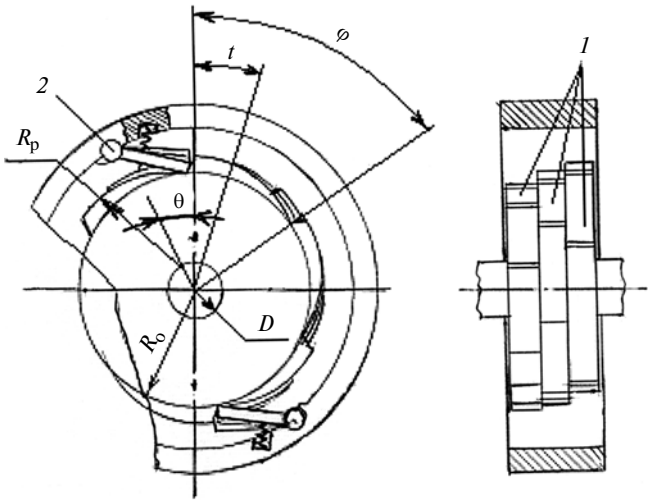


Рис. 3. Храповой МСХ блочного типа

мые к зубу храповика пружинами. При числе дисков $n_д$, числе зубьев z и числе собачек $z \pm 1$ в таком МСХ возможен минимальный шаг

$$t = 2\pi/n_д z(z \pm 1).$$

Связь между геометрическими параметрами храповика определяют выражения:

$$D = \frac{2R_o H + H^2}{2[(R_o + H)\cos\theta - R_o\cos\varphi]};$$

$$R_p = \sqrt{R_o^2 + D^2 - 2R_o D\cos\varphi},$$

где H — высота зуба.

При этом возможен храповой МСХ блочного типа с угловым шагом $\varphi < 1 \div 2°$, работоспособный при $\omega = 400$ рад/с.

Рассматриваемый храповой МСХ блочного типа обладает рядом преимуществ по сравнению с традиционными храповыми МСХ. Во-первых, каждый храповой диск имеет малое число зубьев ($z \leqslant 6$), что обеспечивает их прочность. Во-вторых, профиль зуба, близкий к профилю окружности впадин зуба храповика, обеспечивает устойчивое скольжение собачки по профилю зуба и относительно низкий уровень шума. В-третьих, вследствие устойчивого скольжения усилия поджатия собачек невелики, что, в свою очередь, снижает механические потери в МСХ на холостом ходу. В-четвертых, шаг замыкания такого МСХ зависит не только от шага зуба храповика, но и от числа собачек и числа храповых дисков, что в целом обеспечивает возможность выбора наиболее приемлемой конструкции в каждом конкретном случае и позволяет обеспечить минимальный шаг замыкания, недостижимый в МСХ других конструкций. Геометрия такого храповика позволяет использовать собачки прямолинейного профиля без "клюва", которые могут устанавливаться с минимальным углом $\gamma \approx 0 \div 3°$, что значительно снижает нагрузку на подшипники.

Реализация храповых МСХ блочного типа осуществлена в быстроходной импульсной передаче. В таких передачах механизмы свободного хода испытывают наибольшие нагрузки. На рис. 4 приведены варианты храповых МСХ блочного типа наружного и внутреннего зацеплений. При такой конструкции возможно достижение малого шага МСХ любой заданной величины без снижения прочности элементов МСХ. В зависимости от требований конструкции или условий эксплуатации возможны различные варианты таких МСХ. В частности, при необходимости ограничения габаритных размеров трансмиссии вдоль вала возможен вариант блочного МСХ с одним храповым диском, у которого на обойме устанавливается несколько собачек, расположенных в одной плоскости таким образом, что при повороте храповика на шаг в зацепление входит одна из собачек (рис. 5, *а*). При отсутствии такой необходимости блочная конструкция МСХ позволяет обеспечить минимальный угол замыкания — вариант с несколькими храповыми дисками (рис. 5, *б*).

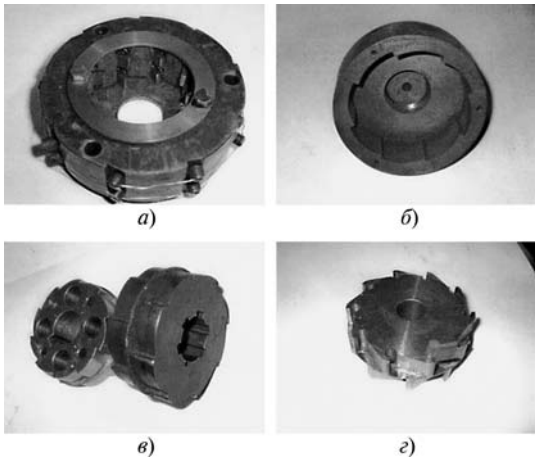


Рис. 4. Храповые МСХ блочного типа внутреннего (*а*, *б*) и наружного (*в*, *г*) зацеплений

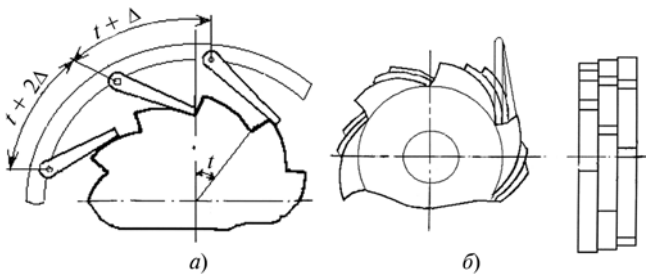


Рис. 5. Варианты МСХ блочного типа

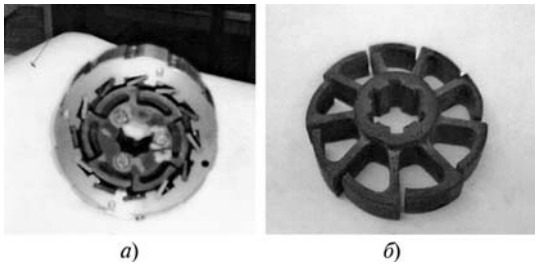


Рис. 6. Храповой МСХ с упругими зубьями (*а*) и секция с упругими зубьями (*б*)

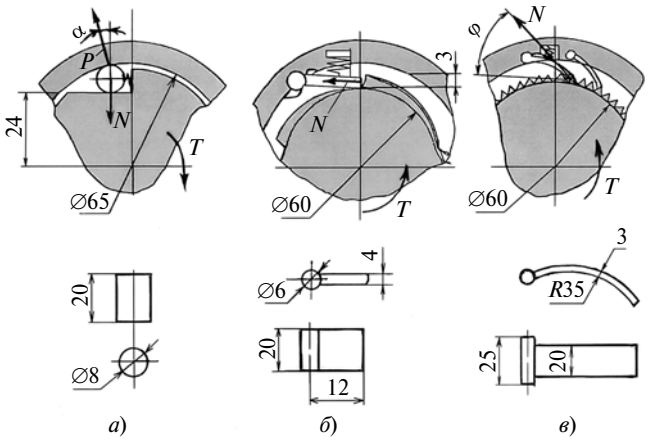


Рис. 7. Геометрия элементов замыкания в роликовом (*а*), храповом блочном (*б*) и микоохраповом (*в*) МСХ

Все МСХ храпового типа отличаются высокой жесткостью при замыкании. С целью снижения жесткости можно использовать блочную конструкцию с упругими зубьями (рис. 6).

Сравнительная оценка прочности и надежности механизмов свободного хода в импульсных механических передачах, где они подвергаются наибольшим нагрузкам, была проведена для роликового, храпового блочного и микрохрапового МСХ, геометрические параметры которых приведены на рис. 7. Надежность наиболее нагруженных элементов МСХ оценивали по методике, изложенной в работе [4]. В качестве объекта для оценки надежности были выбраны элементы замыкания МСХ: в роликовом — цилиндрический ролик, в храповом блочного типа — собачка прямолинейного профиля; в микрохраповом — упругий стержень. Для одинаковых режимов нагружения и передаваемых нагрузок были получены следующие коэффициенты запаса МСХ: роликовых — 0,99; храповых блочного типа — 1,9; микрохраповых — 0,75.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Леонов А. И.** Микрохраповые механизмы свободного хода. М.: Машиностроение, 1982. 219 с.
2. **Мальцев В. Ф.** Роликовые механизмы свободного хода. М.: Машиностроение, 1968. 415 с.
3. **Бондалетов В. П., Шенкман Л. В.** Храповой механизм блочного типа: Монография. Ковров: КГТА, 2004. 54 с.
4. **Нагаев В. А., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 115 с.

УДК 539.374:621.791.052

В. Л. ДИЛЬМАН, канд. физ.-мат. наук, А. А. ОСТСЕМИН, д-р техн. наук, Т. В. ЕРОШКИНА
(Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск)

Прочность механически неоднородных сварных соединений стержней арматуры[1]

На основании методики исследования напряженного состояния мягкой прослойки в стержнях, разработанной авторами, вычисляются предельная нагрузка и условия равнопрочности механически неоднородных сварных соединений стержней арматуры при плоской разделке кромок. Методика применима и к Х-образной разделке кромок по ГОСТ 14098—91.

A limit load and balanced life conditions of mechanically inhomogeneous welded joints of reinforcement bars at flat grooving are calculated on the basis of author's studying technique of stressed state of soft interlayer in the bars. The technique is also applicable to the X-form grooving by GOST 14098—91.

Введение. Большое влияние на свойства соединений стали и сплавов, термически упрочненных материалов, узлов и конструкций из разных металлов оказывают мягкие прослойки — участки, материал которых имеет пониженные прочностные свойства по сравнению с материалами прилежащих участков. В качестве мягких прослоек выступают сварные швы, диффузионные прослойки в зонах плавления, участки разупрочнения в зонах термического влияния, технологические прослойки при сварке разнородных материалов, спаи в паянных соединениях и др. На практике широкое распространение получили механически упрочненная арматура железобетонных конструкций, различного рода конструкции, детали и узлы, изготовленные ванной сваркой, контактной сваркой, сваркой трением и т. д. При монтаже сборных железобетонных конструкций стержни арматуры соединяют сваркой плавлением ванным способом на строительной площадке [1]; сварочные электроды Э-50 марки У ОНИ 13/55 ($\sigma_в$ = 500 МПа) и проволока СВ-08ГА имеют более низкие механические свойства, чем металл арматуры из стали 35ГС класса А-Ш ($\sigma_в$ = 600 МПа). При этом прочностные характеристики металла шва ниже, чем основного металла. Относительные размеры мягкой прослойки, ее форма, соотношения свойств ее материала и материалов соседних участков, степень компактности сечения сварных швов существенно влияют на прочностные свойства соединения, пластичность, энергоемкость, место и характер разрушения.

Для мягких прослоек в стержневых конструкциях (сварных стыках арматуры, специально изготовленных цилиндрических образцах для измерения сопротивления отрыва и других параметров "мягкого" материала и т. п.) характерно, что они регламентируют прочностные и пластические свойства сварных соединений; их прочность выше прочности стержней из того же материала из-за контактного упрочнения, которое самым существенным образом зависит от относительной толщины прослойки; в некоторых случаях (тонкие мягкие прослойки) неоднородное соединение может быть равнопрочно однородному.

Однако это не учитывается в ГОСТ 6996—66 "Сварные соединения. Методы определения механических свойств", ГОСТ 10922—64 "Арматура и закладные детали сварные для железобетонных конструкций" и ГОСТ 14098—91 "Соединения сварные арматуры и закладных изделий железобетонных конструкций", что нельзя ставить в вину его разработчикам, поскольку ко времени выхода этих стандартов теория механической неоднородности сварных соединений не получила должного теоретического развития и широкого распространения. Так, ГОСТ 6996—66 (табл. 1 и 8) реко-

[1] Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 05-08-18179.

мендует оценивать прочность наиболее слабого участка соединения путем растяжения цилиндрических образцов, начиная с типа I (d = 3 мм) до типа XIV (d = 70 мм), вырезаемых в направлении, перпендикулярном к шву. В указанных образцах мягкие прослойки будут иметь совершенно иные значения относительной толщины (отношение ее толщины к диаметру образца), чем в реальном сварном соединении, что может привести к совершенно неправильному представлению о действительных механических свойствах конструкций: можно получить совершенно разные значения временного сопротивления. При подготовке новых редакций стандартов ГОСТ 6996 и ГОСТ 14098 должны быть учтены фактор механической неоднородности сварных цилиндрических соединений при испытании на растяжение и эффект контактного упрочнения мягких прослоек. Между тем, если не учесть влияния механической неоднородности вырезанных из соединений стандартных образцов, можно получить совершенно неправильное представление о свойствах реальных соединений, конструкций, их прочности, пластичности, энергоемкости, месте и характере их возможного разрушения.

Благодаря механической неоднородности прочностные характеристики сварных соединений существенно зависят от вида разделки кромок (V-, X-образные), угла их наклона к вектору внешней нагрузки и зазора между стыкуемыми стержнями в корне шва. Рекомендации по выбору оптимальных геометрических параметров конструктивных элементов сварных соединений, обеспечивающих необходимый уровень статической прочности, отсутствуют. Последнее достигается усилением сварного шва, что приводит к существенным трудовым и материальным затратам. Уменьшить усиление шва без снижения нормативного уровня статической прочности соединений стержней арматуры можно путем правильного выбора значений геометрических параметров, которые обеспечивают эффект контактного упрочнения мягкой прослойки сварного шва [2]. Значительное влияние на эффект контактного упрочнения и статическую прочность сварного соединения арматуры имеют углы скоса свариваемых кромок и зазоры в корне шва.

Современная теория работоспособности механически неоднородных соединений позволяет внести в результат испытаний цилиндрических образцов соответствующие количественные коррективы. Исследование напряженного состояния мягких прослоек при осесимметричной деформации имеет значение для оценки прочности механически неоднородных цилиндрических сварных соединений и при экспериментальном определении сопротивления отрыву. При этом важно изучение не только предельного пластического состояния, но и всего процесса развития напряжений в мягкой прослойке по мере роста осевого усилия. Назрела необходимость теоретического, с использованием современных аналитических методов решения следующих задач:

1) разработка методики получения явных аналитических выражений, характеризующих величину растягивающего или сжимающего осевого усилия, действующего на стержневой образец с поперечной мягкой прослойкой в течение всего процесса нагружения;

2) выработка критерия для определения несущей способности подверженного осевой нагрузке цилиндрического образца с поперечной мягкой прослойкой и вычисление предельного усилия;

3) определение максимальной допустимой толщины поперечной мягкой прослойки, когда соединение равнопрочно однородному;

4) оценка прочности сварных стыков арматуры разной формы.

Эти задачи рассматриваются и анализируются в статье.

Основные допущения. Математическая постановка задачи. В качестве модели сварного стыка арматуры рассматривается сплошной цилиндрический образец с поперечной мягкой прослойкой прямоугольного сечения (рис. 1). Предполагается, что более прочный основной металл (ОМ) соединения (цилиндрического образца, содержащего мягкую прослойку) деформируется упруго, а при значительных напряжениях участки, распо-

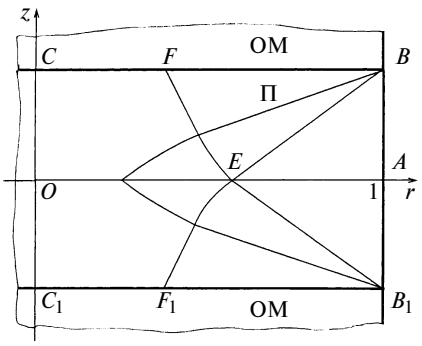


Рис. 1. Осевое сечение стержня с плоской мягкой прослойкой, ортогональной оси стержня и характеристики при осевой нагрузке на стержень

ложенные вблизи прослойки (П), вовлекаются в пластическую деформацию. При этом основной металл имеет более высокие предел текучести $\sigma_т^{ОМ}$ и временное сопротивление $\sigma_в^{ОМ}$, чем соответствующие параметры $\sigma_т^{П}$ и $\sigma_в^{П}$ материала прослойки. Пусть $K = \sigma_в^{ОМ}/\sigma_в^{П}$ — коэффициент механической неоднородности соединения: для ручной дуговой сварки K = 1,2; для полуавтоматической сварки проволокой СВ-08ГА — K = 1,5.

При выводе основных формул материал мягкой прослойки считается идеально жесткопластическим и удовлетворяющим обычным в таких случаях допущениям (однородность, изотропия и т. п.). В качестве уравнения пластичности принято условие Мизеса. Полученные результаты переносятся на упрочняемые материалы (упрочнение, по предположению, носит изотропный характер) заменой в условии полной пластичности предела текучести $\sigma_т$ материала слоя на пластическую постоянную, характеризующую момент потери устойчивости процесса пластического деформирования слоя. НДС пластической среды при осесимметричной деформации определяется, как известно, системой из шести уравнений: два уравнения равновесия, уравнение пластичности, уравнение несжимаемости и условие пропорциональности девиаторов напряжений и скоростей деформаций (два уравнения) — относительно шести неизвестных: напряжений

σ_r, σ_z, σ_φ, τ_{rz} и скоростей перемещений v_r и v_z.

Эта система в общем случае не гиперболична, что не позволяет использовать метод характеристик. Однако гипотеза плоских сечений (ГПС): скорости перемещений частиц в направлении оси образца (оси O_z) не зависят от координаты r, т. е. $v_z = W(z)$, которая не противоречит экспериментам и естественна для мягкой прослойки, зафиксированной между более твердыми участками, приводит к существенному упрощению системы уравнений и уменьшению их числа [3]:

$$\partial\sigma_r/\partial r + \partial\tau_{rz}/\partial z = 0; \quad (1)$$

$$\partial\tau_{rz}/\partial r + \partial\sigma_z/\partial z = -\tau_{rz}/z; \quad (2)$$

$$\sigma_z - \sigma_r = \pm\sqrt{(\sigma_в^П)^2 - 3\tau_{rz}^2}; \quad (3)$$

$$3W'(z)/(\sigma_z - \sigma_r) = -rW''(z)/(2\tau_{rz}). \quad (4)$$

Система (1)—(4) имеет гиперболический тип [3]. Носителем этой системы (областью определения искомых функций) является область осевого сечения BB_1C_1C (см. рис. 1). Симметрия позволяет ограничиться областью $OCBA$. Выполняются граничные условия:

$$\sigma_r(1; z) = 0; \quad \tau_{rz}(1; z) = 0;$$
$$\tau_{rz}(0; z) = 0; \quad \tau_{rz}(r; 0) = 0. \quad (5)$$

На контактной поверхности $z = \chi$ касательные напряжения растут (точнее, не убывают) от оси к периферии. Положим

$$\max|\tau_{rz}(r, \chi)| = \alpha\sigma_в^П, \; r \in [0; 1]. \quad (6)$$

Число α зависит от характера пластического течения с обеих сторон контактной границы и в предельном состоянии от параметра K. На контактной границе, т. е. на поверхности, разделяющей прослойку и основной металл, выполняются условия равновесия:

$$\sigma_z^{ОМ} = \sigma_z^П; \; \tau_{rz}^{ОМ} = \tau_{rz}^П. \quad (7)$$

Методика решения и основные результаты. Для определения несущей способности соединения, подверженного осевой нагрузке, следует найти предельное усилие $\sigma_{ср}$ в сечении образца плоскостью, проходящей через контактную поверхность, по формуле

$$\sigma_{ср} = 2\int_0^1 r\sigma_z(r, \chi)dr, \quad (8)$$

для чего необходимо решить систему (1)—(4) в предположениях (5) и (6) в области BB_1C_1C (см. рис. 1). В таком виде задача является недоопределенной. Точнее говоря, решать систему (1)—(4) в предположениях (5) и (6) следует по-разному в зависимости от участка сечения прослойки.

Рассмотрим случай достаточно тонкой прослойки, когда характеристика B_1EF выходит на контактную поверхность CB (см. рис. 1). На участке B_1BFF_1 существенно влияние свободной границы BB_1, поэтому решение можно искать, двигаясь по характеристикам от BB_1 к контактным поверхностям BF и B_1F_1. Пусть $\alpha^{*\prime}$ — значение α, при котором соединение находится в предельном состоянии в момент потери несущей способности. В работе [3] на основе выведенных уравнений характеристик и приближенных соотношений между напряжениями в окрестности свободной границы исследовано методом характеристик с помощью методики из работы [4] напряженное состояние соединения с двух сторон от контактной границы. Это позволило с использованием уравнений (7) равновесия на контактной границе получить формулу для вычисления максимального значения касательных напряжений в предельный момент нагружения:

$$\alpha^* = 1{,}22(K - 1) \times$$
$$\times [1 + 0{,}56(K - 1)^2/K]. \quad (9)$$

Точность формулы (9) — до $(K - 1)^5$, и она практически точна при $1 < K < 1{,}5$. В работе [3] показано, что на отрезке контактной границы FB (на рис. 1 линия FEB_1 — характеристика) напряженное состояние одинаково во всех точках, причем с погрешностью не более 1 %:

$$\sigma_z = [1 + 0{,}5(K - 1)(2 - K)]\sigma_в^П. \quad (10)$$

Размеры участка B_1BFF_1 определяются координатами точки F. Поэтому важно найти абсциссу r_F точки F. Ее приближенная оценка для предельного состояния рассматриваемых не очень толстых прослоек может быть получена [3] в виде:

$$r_F^* = 1 - 2\sqrt{2}\,\chi[1 - 0{,}1(K - 1)], \quad (11)$$

а толщину таких прослоек можно оценить неравенством $\chi < \sqrt{2}/4$.

У более широких прослоек зона CFF_1C_1 отсутствует. В этом случае нормальные напряжения σ_z не достигают своей наибольшей величины (10), возможной при меньшей толщине прослойки, так же как и касательные напряжения — наибольшей величины (9). Если относительный размер прослойки больше или равен

$$\chi_к = \sqrt{2}/2 = r_E \quad (12)$$

(здесь $\chi_к$ — максимальная относительная толщина мягкой прослойки, при которой проявляется контактное упрочнение), то контактное упрочнение не возникает, так как в прослойке сохраняется равномерное напряженное состояние вплоть до момента образования шейки (при растяжении) и разрушения. Аппроксимируя линейно на участке FB зависимость касательных напряжений от длины отрезка OE, получим в этом случае для касательных напряжений:

$$\tau^*(\chi) = 2\alpha^*(1 - \sqrt{2}\,\chi)\sigma_в^П; \quad \sqrt{2}/4 \leqslant \chi \leqslant \sqrt{2}/2. \quad (13)$$

Используя формулу (30) работы [3], которую в несколько упрощенном варианте можно записать в виде

$$\sigma_z = [(\sqrt{2}/2\sqrt{3})\alpha -$$
$$- (3/8)\alpha^2 + 1]\sigma_в^П, \quad (14)$$

получим на основании формул (13) и (9) зависимость нормальных напряжений на контактной поверхности (постоянных в диапазоне относительных толщин $\sqrt{2}/4 \leqslant \chi \leqslant \sqrt{2}/2$):

$$\sigma_z = \{1 + (K - 1)[3 - 2K +$$
$$+ \sqrt{2}(4K - 5)\chi - 4(K - 1)\chi^2]\}\sigma_в^П. \quad (15)$$

При $\chi = \sqrt{2}/4$ эта зависимость обращается в формулу (10), а при $\chi = \sqrt{2}/2$ — в формулу

$$\sigma_z = \sigma_в^П, \quad (16)$$

имеющую место при отсутствии контактного упрочнения.

Слева от точки F (см. рис. 1), в которой касательные напряжения достигают наибольшего значения, а точнее в области CFF_1C_1, примыкающей к оси цилиндра, для однозначного нахождения напряженного состояния прослойки недостаточно уравнений (1)—(3) и условий (5) и (6). В качестве дополнительных условий, позволяющих получить единственное (приближенное) решение, в работе [2] кроме ГПС использовалась гипотеза линейности касательных напряжений по толщине прослойки. Влияние свободного края в работе [2] не учитывалось. Такие предположения позволили найти в аналитической форме выражения для вычисления напряжений в прослойке с точностью до некоторых слагаемых, для нахождения которых получены очень сложные неявные зависимости [2]. Указанные допущения сводят гарантированную применимость результатов [2] лишь к очень тонким прослойкам. В работах [5—7] использовалась более общая гипотеза разделения переменных для касательных напряжений (ГРПКН). В работе [7] проведен полный анализ математических моделей напряженного состояния прослойки, полученных при ГПС и ГРПКН, и вычислены в каждом случае компоненты тензора напряжений в прослойке в произвольный момент нагружения. Показано, что если касательные напряжения зависят от обеих переменных (что всегда имеет место в реальных ситуациях в менее прочной прослойке), то по одной из них они должны быть линейными. Так как два полученных решения дают незначительные расхождения, воспользуемся более простым, при котором можно считать, что в окрестности оси вращения касательные напряжения изменяются линейно вдоль прослойки. Тогда выражение для вычисления предельной нагрузки имеет вид:

$$\sigma_{ср} = \left(1 + \frac{1}{2}(K-1) \times \right.$$

$$\left. \times (2-K) + \frac{1}{4}A^2 r_F^4\right)\sigma_в^П, \qquad (17)$$

где $A = \sqrt{\dfrac{\alpha}{\sqrt{3}\chi r_F}}\left(1 + \dfrac{\chi\alpha}{2\sqrt{3}r_F}\right)$. (18)

Формулы (14)—(18) позволяют вычислить критическую нагрузку для прослоек любой толщины. Исключение составляют очень тонкие прослойки, которые вследствие контактного упрочнения не снижают прочности соединения, т. е. для них

$$\sigma_{ср} = K\sigma_в^П. \qquad (19)$$

Для вычисления $\chi_р$ — наибольшей толщины таких "равнопрочных" прослоек, следует приравнять правые части формул (17) и (19). Решая численно для каждого значения K соответствующее трансцендентное уравнение, при любых K из диапазона [1,1; 1,5] получим зависимость $\chi_р$ от K:

$$\chi_р = 0{,}144 - 0{,}032K. \qquad (20)$$

В работе [8] экспериментально установлено, что при $K = 1{,}36$ $\chi_р = 0{,}1$, что точно соответствует значению, полученному по формуле (20). На рис. 2 показаны зависимости средних предельных напряжений от толщины прослойки при $K = 1{,}4$ и $K = 1{,}5$, вычисленные по формулам (15) и (17), (18), и экспериментальные данные, полученные в работах [9—11] способом контактной сварки. Положение экспериментальных точек, находящихся несколько выше теоретических кривых, объясняется наличием более прочной диффузионной прослойки, возникающей в результате металлургических процессов при контактной сварке (см., например, экспериментальные данные по распределению твердости [8, рис. 2]). Отклонение теоретических кривых в сторону уменьшения создает запас прочности.

Приложение методики к различным разделкам. На практике применяются сварные соединения арматуры с различными разделками (ГОСТ 14098—91). Рассмотрим осесимметричную Х-образную разделку (рис. 3). Использование методики, примененной для плоскопараллельной разделки кромок, позволяет получить аналогичные формулам (9)—(18) результаты и в этом случае,

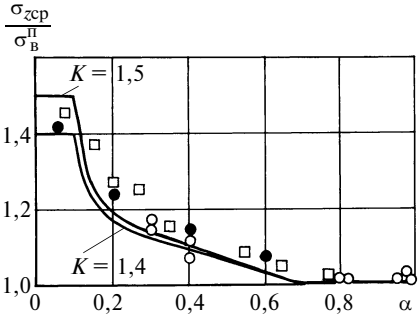


Рис. 2. Зависимости среднего предельного напряжения $\sigma_{zср}/\sigma_в^П$ при осевом растяжении стержня от относительного размера χ прослойки:
экспериментальные данные взяты из работ: [9] (○) и [10] (●) $K = 1{,}4$; [11] (□) $K = 1{,}5$

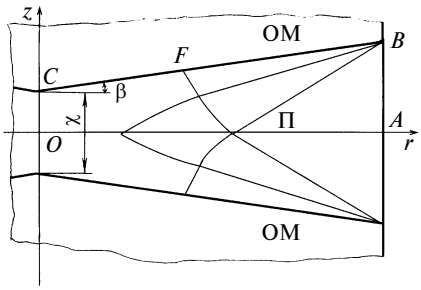


Рис. 3. Осевое сечение стержня с Х-образной мягкой прослойкой и характеристики при осевой нагрузке на стержень

но со значительно более громоздкими формулами.

Рассмотрим пример. При угле $\beta = 28^\circ$ на участке FB при $K = 1{,}2$ $\alpha^* = 0{,}18$, а при $K = 1{,}5\alpha^* = 0{,}43$. На практике применяется Х-образная разделка с зазором по оси стержня $\chi = 3 \div 4$ мм, углом $\beta = 28^\circ$ и диаметром стержня $20 \div 40$ мм. Пусть, например, зазор равен 4 мм, диаметр стержня — 40 мм. Тогда ширина сварного шва по поверхности равна 24 мм. Простые расчеты показывают, что точка F расположена практически на оси стержня. Следовательно, напряжения σ_z постоянны по контактной поверхности и применима формула (15). Ее использование приводит к таким результатам: при $K = 1{,}2$ $\sigma_{ср} = 1{,}06\sigma_в^П$, а при $K = 1{,}5$ $\sigma_{ср} = 1{,}11\sigma_в^П$. Таким образом, коэффициент контактного упрочнения составляет 1,06 при $K = 1{,}2$ и 1,11 при $K = 1{,}5$. Следовательно, разделка с указанными параметрами значительно снижает прочность сварных соединений стержней арматуры. Применение притупле-

ния при разделке кромок позволило бы уменьшить среднюю толщину сварного шва, создало бы участок *CF*, на котором нормальные напряжения резко возрастают, что приводит к существенному упрочнению всего соединения.

Некоторые виды соединений из ГОСТ 14098—91 занимают промежуточное положение между разделками, показанными на рис. 1 и 3, что позволяет в каждом отдельном случае дать инженерную оценку степени достигаемого упрочнения и величине предельного усилия в зависимости от геометрических параметров соединения (углов скосов кромок, размеров притупления и т. п.) и величины его механической неоднородности. Это дает возможность сформулировать рекомендации по применению тех или иных разделок, а также внести некоторые дополнения и изменения в ГОСТ 14098—91.

Выводы

1. Методика, разработанная авторами на основании аналитического исследования напряженного состояния мягких поперечных прослоек в стержнях, позволяет эффективно определять предельные нагрузки для механически неоднородных сварных соединений стержней арматуры и находить условия равнопрочности таких соединений в зависимости от их механических и геометрических параметров.

2. Несущая способность стыковых сварных соединений стержней арматуры, выполненных ручной дуговой сваркой и полуавтоматической сваркой, с более низкими механическими свойствами (предел прочности), чем у основного металла, возрастает с уменьшением зазора в корне шва и угла наклона свариваемых Х-образных кромок прослоек из-за влияния контактного упрочнения мягкой прослойки.

3. Проведенный теоретический анализ напряженного состояния осесимметричной мягкой прослойки можно использовать при определении оптимальных геометрических параметров соединений арматуры на стадии конструктивно-технологической подготовки для обеспечения заданного уровня прочности при минимальном объеме наплавленного металла. Следует внести некоторые дополнения и изменения в ГОСТ 14098—91.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бродский А. Я., Евстратов Г. И., Фридман А. М.** Сварка арматуры железобетонных конструкций на строительной площадке. М.: Стройиздат, 1978. 271 с.

2. **Бакши О. А., Качанов Л. М.** О напряженном состоянии пластичной прослойки при осесимметричной деформации // Изв. АН СССР. Механика. 1965. № 2. С. 134—137.

3. **Дильман В. Л.** О некоторых математических моделях напряженного состояния пластической среды при осесимметричном состоянии // Вестник ЮУрГУ. Сер. "Математика. Физика. Химия". 2005. № 2. С. 3—8.

4. **Дильман В. Л., Остсемин А. А.** Анализ методом линий скольжения вязкой прочности сварного соединения с подрезом прямошовных труб большого диаметра // Проблемы прочности. 2004. № 3. С. 72—82.

5. **Дильман В. Л., Ерошкина Т. В.** Об одной модели, описывающей напряженное состояние в круглом стержне // Обозрение прикладной и промышленной математики. 2004. Т. 11. Вып. 4. С. 793, 794.

6. **Дильман В. Л., Ерошкина Т. В.** Математические модели осесимметричного напряженного состояния при гипотезе разделения переменных для касательных напряжений // Известия Челябинского научного центра. 2006. Вып. 2 (32). С. 1—4.

7. **Ерошкина Т. В.** Расчет предельной нагрузки на основе различных математических моделей напряженного состояния мягкой поперечной прослойки в составе сплошного цилиндра при его осевом растяжении // Математические модели и теория групп: Сб. тр. кафедры общей математики ЮУрГУ. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. С. 56—61.

8. **Клыков Н. А., Решетов А. Л.** Прочность сварных соединений с несимметричной механической неоднородностью // Автоматическая сварка. 1979. № 12. С. 29—32.

9. **Даунис М. А., Браженас А. П.** Сопротивление деформированию и разрушению механически неоднородных сварных соединений при однократном нагружении // Проблемы прочности. 1979. № 12. С. 53—58.

10. **К вопросу** о расчетной прочности составных образцов с мягкой прослойкой при статическом нагружении / А. В. Гурьев, В. П. Багмутов, Ю. Д. Хесин и др. // Проблемы прочности. 1973. № 1. С. 9—13.

11. **Satoh K., Toyoda M.** Joint strength of heavy plates with lower strength weld metal // Welding Journal. 1975. N 9. P. 311—319.

УДК 539.3

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

Новые критерии прочности материалов с локализованной и развитой пластической деформацией в условиях сложного напряженного состояния

Разработаны новые критерии предельного состояния широкого класса конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии с локализованной и развитой пластической деформацией.

New limiting state criteria of wide class of the engineering materials at complicated stressed state with localized and developed plastic deformation have been elaborated.

Схема оценки прочности, укладывающаяся в рамки учения о двух видах разрушения — сдвигом и отрывом, не имеет противоречий с точки зрения формальной логики и находится в соответствии с современными физическими представлениями о кинетике разрушения. При этом разрушение материала происходит одновременно и от касательных, и от нормальных напряжений.

Роль пластической деформации в процессе разрушения представля-

ется весьма важной. Даже самый хрупкий излом надрезанного образца стали в жидком воздухе при рентгенографическом исследовании обнаруживает заметную остаточную деформацию. В связи с этим Н. Н. Давиденковым была высказана мысль о том, что разорвать неповрежденный пластической деформацией кристалл, по-видимому, вообще невозможно. Локальность пластических деформаций и их развитие главным образом по плоскостям действия максимальных касательных напряжений позволяют предполагать, что начало образования пластических деформаций лучше согласуется с теорией наибольших касательных напряжений τ_{max}. С другой стороны, серьезное обоснование для применения теории октаэдрических касательных напряжений $\tau_{окт}$ можно найти в известных опытах Турнера, Лоде, Надаи и др., устанавливающих наличие в материале развитой пластической деформации [1].

Сказанное можно отобразить математически в виде инвариантных относительно напряженного состояния функций касательных напряжений τ_{max} (сдвиг) и $\tau_{окт}$ (сдвиг) и некоторой функции результирующих нормальных напряжений σ_r (отрыв), зависящей от главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3, и предложить критерии прочности в следующей линейной форме [1, 2]:

при локализованной пластической деформации:

$$\tau_{max} + c_1\sigma_r \leqslant c_2; \qquad (1)$$

при развитой пластической деформации:

$$\tau_{окт} + k_1\sigma_r \leqslant k_2, \qquad (2)$$

где c_1, c_2, k_1, k_2 — константы.

В работе [3] предлагается вычислять результирующее нормальное напряжение σ_r следующим образом. Предполагается, что в объеме напряженно-деформированного материала имеется площадка, нормаль ν которой определяется направляющими косинусами в виде выражений:

$$\left.\begin{aligned} \cos\alpha_1 &= \frac{\sigma_1}{\sqrt{\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2}};\\ \cos\alpha_2 &= \frac{\sigma_2}{\sqrt{\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2}};\\ \cos\alpha_3 &= \frac{\sigma_3}{\sqrt{\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2}}, \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где α_1, α_2, α_3 — углы, которые образует нормаль ν с соответствующими направлениями главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3.

В технической литературе нормальное напряжение σ_ν на произвольной площадке с нормалью ν определяется по формуле [4]

$$\sigma_\nu = \sigma_1\cos^2\alpha_1 + \sigma_2\cos^2\alpha_2 + \sigma_3\cos^2\alpha_3, \qquad (4)$$

причем $\cos^2\alpha_1 + \cos^2\alpha_2 + \cos^2\alpha_3 = 1$.

После подстановки выражений (3) в равенство (4) находится необходимое выражение для результирующего нормального напряжения σ_r:

$$\sigma_r = \frac{\sigma_1^3+\sigma_2^3+\sigma_3^3}{\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2}. \qquad (5)$$

Максимальное касательное напряжение определяется по известной формуле [4]

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1-\sigma_3}{2} \qquad (6)$$

и действует на площадке, параллельной главному напряжению σ_2 и наклоненной к напряжениям σ_1 и σ_3 под углом 45°.

Октаэдрическое касательное напряжение $\tau_{окт}$ определяется с использованием формулы [4]

$$\tau_\nu = \sqrt{(\sigma_1\cos\alpha_1)^2+(\sigma_2\cos\alpha_2)^2+(\sigma_3\cos\alpha_3)^2} - \sqrt{(\sigma_1\cos^2\alpha_1+\sigma_2\cos^2\alpha_2+\sigma_3\cos^2\alpha_3)^2}$$

при условии $\cos\alpha_1 = \cos\alpha_2 = \cos\alpha_3 = 1/\sqrt{3}$ и действует на площадке, нормаль ν которой образует равные углы с направлениями главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3, т. е.

$$\tau_{окт} = \frac{1}{3}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2}. \qquad (7)$$

С учетом формул (5)—(7) получим выражения для констант c_1, c_2 и k_1, k_2 соответственно из зависимостей (1) и (2) через предельные напряжения для материала при одноосном растяжении ($\sigma_1 = \sigma_p$; $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$) и при одноосном сжатии ($\sigma_1 = \sigma_2 = 0$; $\sigma_3 = -\sigma_c$):

$$c_1 = \frac{\sigma_c-\sigma_p}{2(\sigma_p+\sigma_c)}; \quad c_2 = \frac{\sigma_p\sigma_c}{\sigma_p+\sigma_c}; \qquad (8)$$

$$k_1 = \frac{\sqrt{2}(\sigma_c-\sigma_p)}{3(\sigma_p+\sigma_c)}; \; k_2 = \frac{2\sqrt{2}\sigma_p\sigma_c}{3(\sigma_p+\sigma_c)}. \qquad (9)$$

Тогда зависимости (1) и (2) с учетом выражений (9) и (10) будут иметь вид:

$$\frac{\sigma_p+\sigma_c}{\sigma_c}\tau_{max} + \frac{\sigma_c-\sigma_p}{2\sigma_p}\sigma_r \leqslant \sigma_p; \qquad (10)$$

$$\frac{3(\sigma_p+\sigma_c)}{2\sqrt{2}\sigma_c}\tau_{окт} + \frac{\sigma_c-\sigma_p}{2\sigma_c}\sigma_r \leqslant \sigma_p. \qquad (11)$$

Применив формулу для интенсивности напряжений [4]

$$\sigma_i = \frac{3}{\sqrt{2}}\tau_{окт} = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2} \qquad (12)$$

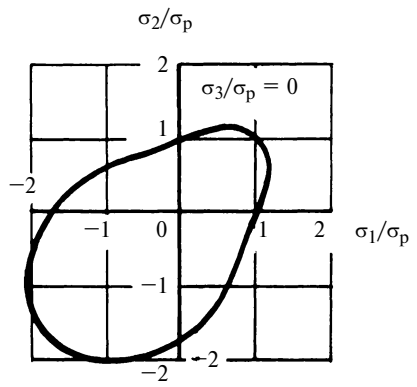
и введя характеристику хрупкости материала [4] $\chi = \sigma_p/\sigma_c$, зависимости (10) и (11) преобразуем к виду:

$$(1+\chi)\tau_{max} + \frac{1-\chi}{2}\sigma_r \leqslant \sigma_p; \qquad (13)$$

$$\frac{1+\chi}{2}\sigma_i + \frac{1-\chi}{2}\sigma_r \leqslant \sigma_r. \qquad (14)$$

Предельная кривая, построенная по критерию (14) для стали У8 при $\sigma_p = 250$ МПа и $\chi = 0{,}58$ [4], приведена на рисунке.

Как известно, каждый критерий прочности предполагает определенное соотношение между предельными напряжениями σ_p при растяжении, σ_c при сжатии и $\tau_к$ при чистом сдвиге ($\sigma_1 = \tau_к$, $\sigma_2 = 0$, $\sigma_3 = -\tau_к$).



Так, из условий (13) и (14) с учетом формул (5), (6) и (12) соответственно вытекают соотношения:

$$\sigma_p/\tau_к = 1 + \chi; \qquad (15)$$

$$\sigma_p/\tau_к = \sqrt{3}\,(1 + \chi)/2. \qquad (16)$$

Отметим, что выражение (15) точно совпадает с соотношением, полученным по критерию Кулона, который применяется для установления предельного состояния достаточно однородных материалов, поразному сопротивляющихся растяжению и сжатию, а соотношение (16) точно совпадает с соотношением, полученным по критерию Боткина—Миролюбова, который также применяется для хрупких материалов [1, 4].

Для материалов в пластическом состоянии $\chi = 1$ и выражения (13) и (14) преобразуются соответственно в критерий наибольших касательных напряжений [4]: $2\tau_{max} = \sigma_1 - \sigma_3 \leqslant \sigma_p$, удовлетворительно описывающий предельное состояние пластичных малоупрочняющихся материалов (отпущенные стали), для которых характерна локализация пластической деформации, и в критерий октаэдрических касательных напряжений [4]:

$$\sigma_i = \frac{3}{\sqrt{2}}\tau_{окт} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)]} \leqslant \sigma_p,$$

хорошо описывающий предельное состояние широкого класса пластичных материалов (медь, никель, алюминий, углеродистые и хромоникелевые стали и т. п.).

Проведем оценку прочности по критериям (13) и (14) в сравнении, например, с критерием Писаренко—Лебедева [1] на следующих примерах [5].

Пример 1. В опасной точке чугунной детали на гранях выделенного элемента действуют главные напряжения: $\sigma_1 = 20$ МПа, $\sigma_2 = 0$, $\sigma_3 = -40$ МПа. Проверить прочность, если допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_p] = 35$ МПа, а допускаемое напряжение на сжатие $[\sigma_c] = 120$ МПа ($\chi = [\sigma_p]/[\sigma_c] = 0{,}2917$).

По критерию Писаренко—Лебедева при $\sigma_i = 52{,}9$ МПа и $\sigma_1 = 20$ МПа имеем:

$$\chi\sigma_i + (1 - \chi)\sigma_1 = 29{,}6 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 35 \text{ МПа}.$$

По новому критерию (13) при $\tau_{max} = 30$ МПа и $\sigma_r = -28$ МПа имеем:

$$(1 + \chi)\tau_{max} + \frac{1 - \chi}{2}\sigma_r \leqslant \sigma_p = 28{,}9 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 35 \text{ МПа}.$$

По новому критерию (14) при $\sigma_i = 52{,}9$ МПа и $\sigma_r = -28$ МПа имеем:

$$\frac{1 + \chi}{2}\sigma_i + \frac{1 - \chi}{2}\sigma_r \leqslant 24{,}3 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 35 \text{ МПа}.$$

Следовательно, прочность детали обеспечивается.

Пример 2. На гранях элемента, вырезанного из цилиндрической стенки резервуара, действуют главные напряжения $\sigma_1 = 150$ МПа, $\sigma_2 = 75$ МПа, $\sigma_3 = 0$. Резервуар изготовлен из легированной стали. Допускаемые напряжения на растяжение $[\sigma_p] = 160$ МПа и на сжатие $[\sigma_c] = 180$ МПа ($\chi = [\sigma_p]/[\sigma_c] = 0{,}8889$).

По критерию Писаренко—Лебедева при $\sigma_i = 129{,}9$ МПа и $\sigma_1 = 150$ МПа имеем:

$$\chi\sigma_i + (1 - \chi)\sigma_1 = 132{,}2 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 160 \text{ МПа}.$$

По новому критерию (13) при $\tau_{max} = 75$ МПа и $\sigma_r = 135$ МПа имеем:

$$(1 + \chi)\tau_{max} + \frac{1 - \chi}{2}\sigma_r \leqslant \sigma_p = 149{,}2 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 160 \text{ МПа}.$$

По новому критерию (14) при $\sigma_i = 129{,}9$ МПа и $\sigma_r = 135$ МПа имеем:

$$\frac{1 + \chi}{2}\sigma_i + \frac{1 - \chi}{2}\sigma_r \leqslant \sigma_r = 130{,}2 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 160 \text{ МПа}.$$

Следовательно, прочность стенки резервуара обеспечивается.

Очевидно, что результаты расчета по критериям (13) и (14) с достаточной точностью совпадают с результатами, полученными по критерию Писаренко—Лебедева, который хорошо описывает предельное состояние широкого класса достаточно однородных конструкционных материалов.

С учетом того, что в основу большинства современных статистических теорий положена гипотеза о том, что ответственными за переход материала в предельное состояние являются максимальные нормальные напряжения, а прочность всего тела определяется локальной прочностью, критерий (15) можно применять также для структурно-неоднородных материалов (отдельные виды металлокерамики, графиты, пенопласты, каменное литье и т. п.) [1, 4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Писаренко Г. С., Лебедев А. А.** Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976. 416 с.

2. **Цыбулько А. Е., Козлов П. Н.** Теория прочности широкого класса изотропных материалов при сложном напряженном состоянии // Вестник машиностроения. 2005. № 12. С. 21—24.

3. **Цыбулько А. Е.** Универсальный критерий прочности, учитывающий вид напряженного состояния конструкционных материалов // Тяжелое машиностроение. 1999. № 12.

4. **Справочник** по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко и др. Киев: Наукова думка, 1988. 736 с.

5. **Сопротивление** материалов / Под ред. акад. АН УССР Г. С. Писаренко. 5-е изд., перераб. и доп. Киев: Вища школа, 1986. 775 с.

УДК 621.833:629.114.4

В. И. ПОРЯДКОВ, канд. техн. наук (МГТУ "МАМИ")

Виртуальная динамика коробки передач грузового автомобиля

Для обоснования возможности использования традиционной коробки передач грузового автомобиля в связи с увеличением передаваемой мощности проведено аналитическое исследование ее динамики в полосе нагрузочно-скоростных параметров рабочих режимов.

An analytic study of the auto truck traditional gear-box dynamics in the band of loading-speed parameters of operating regimes has been realized to justify the possibilities its use in connection with increase of transmitted power.

Накопленный в машиностроении опыт исследования динамики передач и механизмов позволяет заключить, что конструкции современных деталей удовлетворяют условиям прочности, жесткости, компоновки, рационального расхода материалов и т. п.

Что касается вопросов динамики, то здесь ситуация не столь благополучна. В узлах и механизмах разной динамикой отличаются не только детали в целом, но и их отдельные участки.

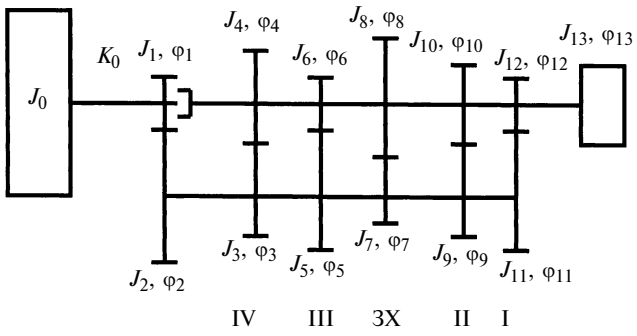
Повышенная динамика характерна для передаточных механизмов большой группы объектов машиностроения. Неравномерность движения ряда элементов основного и вспомогательного оборудования является источником многочисленных возмущений. Поэтому колебания деталей передач приводных систем происходят, прежде всего, в результате действия внешних возмущающих сил. Следует также иметь в виду, что отдельные звенья являются частью сложной упругой системы передаточных механизмов и им в полной мере присущи особенности динамических структур с потоком мощности колебательного процесса. С другой стороны, каждая деталь имеет широкий спектр собственных частот колебаний и не исключено проявление некоторых из них в динамике.

Решение научно-технической проблемы конструирования механизмов с учетом динамики от сил инерции в направлении передачи рабочих нагрузок, позволяющее изменить динамическую нагруженность и обеспечить требуемую долговечность узлов и агрегатов машин, является актуальной задачей. Ее решение частично реализовано путем разделения кинематических и динамических задач теории волн. Такой подход позволил найти приближенные решения ряда технических задач в удобной для аналитических исследований форме при создании рациональных конструкций элементов машин и с учетом их назначения удовлетворить те или иные условия прохождения волн деформации в функции нагрузочно-скоростных режимов работы.

Используя метод прямого разделения потока мощности на кинетическую и потенциальную составляющие полной энергии упругой системы валопроводов, выполнили аналитическое исследование изменения динамики традиционной коробки передач грузового автомобиля в случае возможного увеличения мощности энергетической установки.

Конструкции коробок передач (КП) машин различной грузоподъемности существенно отличаются, в то время как пропорции и соотношения элементов деталей не столь различны, как передаваемые мощности. Следовательно, имеется возможность в первом приближении оценить изменения динамической нагруженности КП в функции передаваемой мощности. Исследована работа КП, кинематическая схема которой приведена на рисунке. КП включает в себя три двухопорных вала и тринадцать маховых масс (дисков) с моментами инерции I_1, I_2, ..., I_{13} в местах их расположения на валах. В табл. 1 приведены параметры: K_i и l_i — жесткости и протяженности участков валов; Z_i — импедансы участков валов [2]; V — фазовая скорость волн элементов конструкции [2]; v_i — скорость распространения нагруженности по валу, т. е. среднее геометрическое величин двух скоростей: фазовой скорости волн и скорости перемещения частиц материала среды [2]; R_{ij} — коэффициент отражения волн от границ участков валов [2].

Динамику конструкции исследовали с использованием метода волновой аналогии [1]. Поскольку мощность энергетической установки пропорциональна произведению силового фактора (крутящего момента M) на параметр ω (угловая скорость) скоростного режима, анализировали два варианта: изменение динамики из-за увеличения нагружения (M) при постоянном скоростном режиме (ω) и наоборот при M = const и переменных значениях ω. Результаты проведенных раннее исследований работы валов КП [2] показали, что нагрузка на первой передаче выше нагрузок на других передачах. Поэтому динамическая нагрузка рассчитана для участков промежуточного вала между зубчатыми колесами первой — второй и третьей — четвертой передач



Кинематическая схема КП:
J_i — моменты инерции маховых масс; φ_i — углы поворота маховых масс; K_0 — жесткость вала энергетической установки; *I*, *II*, *III*, *IV* — пары зубчатых колес первой, второй, третьей и четвертой передач; ЗХ — передача заднего хода

Таблица 1

Параметры, определяющие динамику валов КП

Параметр	Значение параметра для участка вала длиной, м						
	$l_0 = 0{,}25$	$l_1 = 0{,}1$	$l_2 = 0{,}03$	$l_3 = 0{,}05$	$l_4 = 0{,}04$	$l_5 = 0{,}11$	$l_6 = 0{,}11$
K_i, Н · м	0,15	0,06	0,34	0,58	0,52	0,67	0,67
Z_i, Н · м · с	85	278	512	754	540	905	91
v_{ϕ_i}, м/с	243	1180	640	138	192	115	550
V, м/с	9	50	13	1,85	3,57	1,46	278
R (участок $l_i - l_{i-1}$)	0,53 ($l_0 - l_1$)	0,3 ($l_1 - l_2$)	0,19 ($l_2 - l_3$)	0,17 ($l_3 - l_4$)	0,25 ($l_4 - l_5$)	0,82 ($l_5 - l_6$)	

Таблица 2

Относительные значения динамических нагрузок (M/M_0) и скоростей (V/α, v/v_0) на участке промежуточного вала между зубчатыми колесами первой и второй передач при работе на первой скорости

Параметр	M_0	$2M_0$	$3M_0$	$4M_0$
M/M_0	1,0	2,5	3,2	4,3
V/α	0,017	0,055	0,087	0,145
v/v_0	1,0	1,5	2,0	2,7

Таблица 3

Относительные значения динамических нагрузок (M/M_0), скоростей (V/α, v/v_0) и частот (ω/p) на участках промежуточного вала между зубчатыми колесами первой и второй и третьей и четвертой передач при работе на первой скорости

Параметр	ω	2ω	3ω	4ω
M/M_0	1,0	1,5	2,2	3,4
V/α	0,017	0,033	0,06	0,11
v/v_0	1,0	0,66	0,5	0,37
ω/p	0,3	0,6	0,9	1,2

(т. е. вблизи первой и второй передач), что связано с переданной мощностью от энергетической установки к рабочим органам по двум вариантам.

Как следует из табл. 2 и 3, максимальная нагрузка на валах КП будет выше в 1,3 ÷ 1,7 раза в случае реализации более существенной мощности из-за роста силового фактора (M). Из таблиц также видно, что при росте передаваемой мощности из-за увеличения силового фактора (M) скорости V потока мощности возрастают (см. табл. 2) и, наоборот, они снижаются в случае реализации повышенной мощности за счет скоростного (ω) режима (см. табл. 3). Снижение скорости потока мощности положительно сказывается на динамической нагрузке валов КП.

Анализ расчета динамики валов передачи бóльшей мощности показал, что для конструктивно-кинематической структуры с параметрами $al/\alpha^2 = 10^{-8}$; $pl/\alpha = 0{,}45$ и $l/r = 3{,}5$ имеют место волновые резонансы при $V/\alpha = 10^{-10}$, 0,034 и $\omega/p = 0{,}45$ [3], где $\alpha = \sqrt{c^2 - V^2}$; c и a — скорость волн в материале вала и ускорение распространения потока энергии; p и r — круговая частота собственных крутильных колебаний и радиус инерции поперечного сечения участков вала. Рабочие диапазоны изменений относительных параметров V/α и ω/p приведены в табл. 2 и 3.

Выполненный анализ динамики валов КП в связи с увеличением передаваемой мощности позволяет отметить следующее:

1. Решение проблемы динамики элементов конструкции, обусловленной распространением волн деформации [4—7], дает возможность оценить нагруженность участков конструкции, частично передающих мощность от энергетической установки к рабочим органам машины в зависимости от изменений, вносимых в кинематику, конструкцию и нагрузочно-скоростные режимы работы, а также оценить нагруженность элементов конструкции не только в качественном отношении, но и количественно.

2. Проведенное исследование показало, что передача конструкцией бóльшей мощности возможна при изменении скоростного режима. В этом случае представляется возможность получить более благоприятное сочетание конструктивных и кинематических параметров по динамическому нагружению для конкретных нагрузочно-скоростных режимов работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Крауфорд Ф.** Волны. М.: Наука, 1976. 528 с.
2. **Порядков В. И.** Снижение динамики упругих элементов машин методами волновой механики // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 3—5.
3. **Порядков В. И.** Динамика машин на переходных и стационарных режимах работы // Вестник машиностроения. 2000. № 3. С. 7—13.
4. **Порядков В. И.** Проектирование малошумных механизмов. М.: Машиностроение, 1991. 64 с.
5. **Порядков В. И.** Динамика валов трансмиссий с учетом осевых инерционных воздействий // Вестник машиностроения. 1998. № 4. С. 7—11.
6. **Порядков В. И.** Динамика машин и условия передачи мощности // Вестник машиностроения. 2001. № 4. С. 27—29.
7. **Порядков В. И.** Динамика скрепленных элементов конструкций // Вестник машиностроения. 2003. № 11. С. 17, 18.

УДК 532.517.2

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

Особый вид ламинарного течения жидкости в устройствах гидроавтоматики

При описании движения жидкости в пограничном слое главную трудность представляет адгезия жидкости к поверхности твердого тела, основным проявлением которой является парадокс Даламбера. Под действием сил адгезии жидкость приобретает сдвиговую упругость. В связи с этим исследование сдвиговой деформации жидкости, находящейся под действием сил адгезии, имеет фундаментальное значение для развития представлений о природе жидкости.

Теория жидкости разработана значительно хуже, чем теории газов и твердого тела, и все еще имеется множество необъясненных экспериментальных фактов. По этой причине облитерация капилляра жидкостью, особенности ламинарного течения жидкости вблизи поверхности твердого тела при малых числах Рейнольдса ($Re < 36$) [1] и другие вопросы остаются неясными до сих пор.

В середине XIX в. немецкий инженер-гидротехник Г. Гаген впервые указал на соблюдение однозначного соответствия между характерной скоростью жидкости и падением давления на участке заданной длины трубок малого диаметра и на нарушение указанной закономерности при больших диаметрах. В связи с этим он предположил наличие двух принципиально разных режимов движения жидкости. В 1880 г. данный вопрос рассматривал Д. И. Менделеев. Окончательно эта задача была экспериментально разрешена английским физиком и инженером О. Рейнольдсом, который открыл существование ламинарного и турбулентного режимов движения жидкости. То, что уравнение расхода Гагена—Пуазейля справедливо только для трубок малого диаметра, означает, что нарушение указанного закона обусловлено существованием не только двух вышеуказанных режимов течения, но и адгезионным взаимодействием частиц жидкости и твердого тела. Действительно, при большом диаметре трубы величина силы адгезии ближайших к стенке слоев жидкости маскируется наложением усилий множества отдаленных от стенки слоев жидкости [2].

В 1955 г. Б. В. Дерягин и З. М. Зорин, вызывая послойное течение пленки воды потоком газа, обнаружили, что вода и некоторые другие полярные жидкости способны образовывать полимолекулярные адсорбционные слои на гидрофильной поверхности стенки (порядка десятков Å). Авторы работы [3] этот результат рассматривают как полученный впервые, хотя исследователи Р. Е. Вильсон, Г. П. Вовк, Т. М. Башта и др. [4] пришли к такому результату раньше. Это связано с тем, что физика поверхностных сил и некоторые технические науки, в частности прикладная гидромеханика пограничного слоя, гидроавтоматика и др., относительно данного вопроса развиваются во многом независимо, что сдерживает развитие теории течения жидкости, находящейся под действием сил адгезии твердого тела.

В 1988—2006 гг. в работах [2, 5, 6] впервые было показано существование нового вида ламинарного течения жидкости. Течение при числе Рейнольдса $Re \ll 1$ в работе [1] рассматривается как ползущее, которое имеет место во многих конструктивных элементах машин, аппаратов и приборов, если поперечные размеры каналов малы, а вязкость жидкости велика. Однако в работах [7, 8] указана поправка К. Озеена, которая позволяет отнести к ползущим течения, имеющие $Re = 5$. В работах [2, 6] экспериментально показан переход ламинарного режима течения в другой ламинарный режим особого вида при числе Рейнольдса, равном 6,3. Особая область ламинарного течения, ограниченная пороговым числом $Re = 6{,}3$, расположена вблизи границы ползущего течения. Особый вид ламинарного течения жидкости, например воды, можно наблюдать в трубках диаметром 200 мкм. Это течение характеризуется когезией частиц текущей жидкости к неподвижному пристенному слою жидкости при критическом числе Рейнольдса $Re = 6{,}3$. Процесс когезии сопровождается увеличением толщины неподвижного пристенного слоя жидкости. Детальное исследование обнаруженного вида течения позволит разработать эффективные способы управления неподвижным пристенным слоем жидкости, необходимые для развития перспективных технологий.

Для того чтобы показать расположение обнаруженного вида течения в сводке классификаций видов движения жидкости [9], приведем данную сводку.

Сводка классификаций видов течения жидкости

1-я классификация — здесь все возможные виды движения разбивались на две категории: 1) потенциальное движение; 2) вихревое движение.

2-я классификация — по признаку зависимости движения жидкости от времени: 1) стационарное движение; 2) нестационарное движение: а) медленно изменяющееся, б) быстро изменяющееся.

3-я классификация — в зависимости от геометрической формы линий тока: 1) равномерное движение (параллельно-струйные линии тока); 2) неравномерное движение: а) плавно изменяющееся движение (живые сечения принимаются плоскими); б) резко изменяющееся движение (живые сечения криволинейны).

4-я классификация: 1) напорное движение; 2) безнапорное движение; 3) свободные струи.

5-я классификация: 1) ламинарный режим движения жидкости: а) ползущее течение; б) течение Куэтта (безградиентное течение, единственной причиной движения жидкости служит перемещение плоской пластины); 2) турбулентный режим движения жидкости.

6-я классификация, относящаяся только к безнапорному движению: 1) спокойное движение жидкости; 2) бурное движение жидкости.

7-я классификация — частные случаи пространственного движения жидкости: 1) плоскопараллельное (плоское) движение; 2) плоскоосесимметричное движение; 3) линейное движение.

Вышеуказанный особый вид ламинарного движения жидкости можно расположить в **5-й классификации** видов течения жидкости следующим образом:

5-я классификация: 1) ламинарный режим движения жидкости: а) ползущее течение; б) особый режим ламинарного течения; в) течение Куэтта.

При этом отметим трудность исследования движения жидкой частицы, участвующей в процессе когезии к "поверхности" пристенного слоя жидкости. В самом деле, в отличие от твердого тела, согласно теореме Коши—Гельмгольца [1], в общем случае движение элементарного объема жидкости (жидкой частицы в потоке) возможно представить как сумму не двух, а трех разных движений: 1) переносного движения вместе с некоторым полюсом (поступательное движение); 2) вращательного движения вокруг мгновенной оси, проходящей через указанный полюс (вихревое движение); 3) деформационного движения, характеризуемого изменением линейных и угловых скоростей деформации. Теорема Коши—Гельмгольца указывает только на один из возможных способов разложения сложного движения жидкой частицы на простейшие составляющие. Этот способ разложения является физически наиболее обоснованным, так как вскрывает главные характерные особенности движения жидкости.

Заключение. Движение жидкости вблизи поверхности твердых тел подчиняется достаточно сложным, до конца еще не изученным закономерностям. Об этом свидетельствует обнаружение ранее неизвестного особого режима ламинарного течения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Емцев Б. Т.** Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. 464 с.
2. **Ванчиков В. Ц.** Облитерационное явление в капиллярах устройств гидроавтоматики // Вестник машиностроения. 2006. № 1. С. 88.
3. **Дерягин Б. В., Чураев Н. В., Муллер В. М.** Поверхностные силы. М.: Наука, 1985. 398 с.
4. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматгиз, 1963. 472 с.
5. **Ванчиков В. Ц.** Свойство граничного слоя жидкости // Тез. 27-й Науч. конф. ВСТИ. Улан-Удэ: [Б. И.]. 1988. С. 15.
6. **Ванчиков В. Ц.** Гидродинамические свойства и методы управления вязким подслоем технических систем: Дис. ... канд. техн. наук. Улан-Удэ: ВСГТУ. 2001. 155 с. Машинопись.
7. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1982. 712 с.
8. **Хаппель Д., Бреннер Г.** Гидродинамика при малых числах Рейнольдса. М.: Мир, 1976. 630 с.
9. **Чугаев Р. Р.** Гидравлика. Л.: Энергоиздат, 1982. 672 с.

Цикл статей "Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

(под общей редакцией академика Российской академии космонавтики и Российской инженерной академии, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.891

В. В. ТИТОВ (ОАО "ОКБ Сухого")

Экспериментальное определение потерь на трение на цилиндрической и торцевой поверхностях металлофторопластового подшипника скольжения

Показано существенное различие трения на цилиндрической и торцевой поверхности при нагружении металлофторопластовых втулок подшипников скольжения, определены значения коэффициентов трения на них.

A noticeable difference of friction on cylindrical and face surfaces at loading of the metalfluoraplastic barrels of slider bearings has been shown, and the friction coefficients for that have been determined.

Процесс создания новой техники невозможен без испытаний, в том числе триботехнических. Эти испытания весьма трудоемки, сложны, требуют проведения тонких исследований в области материаловедения, химии, исследования тонких поверхностных слоев и микродоз смазочных материалов. Выполнение таких исследований возможно в академических и отраслевых исследовательских центрах на договорных условиях. Все это приводит к большим затратам финансов, которые сегодня практически не выделяются.

Результаты триботехнических испытаний различных материалов, покрытий и смазочных композиций испытатели пытаются распространить на возможно большее количество схем узлов трения машин и механизмов. Считается, что для одних и тех же материалов, из которых изготовлены поверхности трения, коэффициенты трения одинаковы в различных схемах трибосопряжений. Однако испытания комбинированного подшипника скольжения из металлофторопластовой (МФП) ленты, проведенные в ОАО "ОКБ Су-

хого", показали существенное различие коэффициентов трения при нагружении цилиндрической и торцевой поверхностей. И оно настолько существенно, что не удается моделировать и переносить результаты испытаний с одной схемы на другую.

МФП покрытие из-за особенностей конструкции в процессе нормальной работы имеет несколько стадий изнашивания. На первой стадии (приработочной) изнашивается твердосмазочный слой, расположенный над бронзовыми гранулами; на второй стадии после окончательного изнашивания этого слоя на поверхности постепенно проявляются бронзовые гранулы, увеличивающиеся по площади при наработке ресурса, и изнашивание происходит по бронзе с подпиткой твердым смазочным материалом из межгранульной области. По достижении критического соотношения "поверхность твердой смазки — поверхность бронзовых гранул" начинается ускоренное изнашивание бронзы, расшатывание гранул и их выкрашивание с последующим разрушением рабочей поверхности МФП покрытия по всей толщине.

Известны [1—3] различные конструкции подшипников скольжения из МФП ленты. Недостатком свертных втулок с фланцем [2] является то, что уже на стадии их изготовления происходит разрушение антифрикционного покрытия в зоне перехода цилиндрической поверхности в торцевую и самой торцевой поверхности фланца. Ресурс таких втулок весьма ограничен. Опыт применения таких втулок в шасси самолетов был весьма неудовлетворительным: ремонтным бригадам приходилось менять их в условиях аэродромов, заменять целиком шасси и отправлять их на досрочный ремонт. Небольшой ресурс втулок — следствие недостаточности триботехнических испытаний, что в дальнейшем привело к сдерживанию

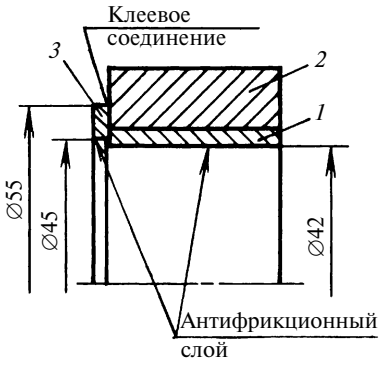


Рис. 1. Эскиз испытуемой втулки с МФП рабочих поверхностей

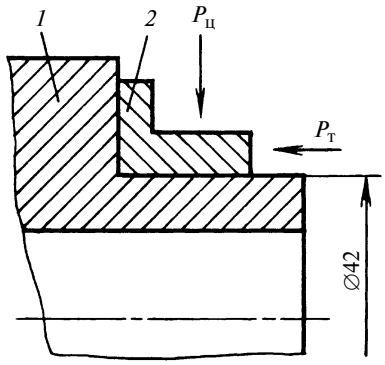


Рис. 2. Схема нагружения подшипника

внедрения новых материалов в трибосопряжениях самолетов.

Для увеличения ресурса была предложена конструкция комбинированного подшипника скольжения (рис. 1), состоящего из свертной втулки *1* (МФП), запрессованной в толстостенную обойму *2*, и приклеенной торцевой шайбы *3* из МФП. Основная цель испытаний — отработка технологии изготовления МФП подшипника скольжения для шасси самолета и исследование надежности клеевого соединения торцевой шайбы. Помимо испытаний удалось зафиксировать потери на трение на торцевой и цилиндрической поверхностях одного и того же подшипника скольжения; результаты оказались несколько неожиданными.

Схема нагружения испытуемого трибосопряжения приведена на рис. 2 и воспроизводит реальный подшипник шасси самолета. Постоянно действующие нагрузки (номинальные давления), приложенные к рабочим поверхностям, соответствовали реальным нагрузкам при эксплуатации. Ступенчатая ось *1* изготовлялась из термообработанной стали 30ХГСНА2А с покрытием твердым хромом толщиной 40÷50 мкм. Параметр шероховатости как цилиндрической, так и торцевой поверхностей трения оси был не более Ra = 0,3 мкм. Перед испытаниями поверхности трения не смазывали. Потери на трение (момент трения) фиксировались тензометрической системой стенда. Испытания проводили на испытательном стенде [4], усовершенствованном для одновременого нагружения цилиндрической и торцевой поверхностей подшипника скольжения. Одновременно испытывали две втулки *2* и одну ступенчатую ось. Втулки совершали колебательные движения относительно неподвижной оси с частотой 2 Гц и амплитудой ± 5°. Одно испытание состояло из 210 циклов качаний.

На первом этапе испытаний осуществляли последовательное ступенчатое нагружение различных поверхностей одних и тех же втулок и соответствующее фиксирование потерь на трение. Это позволило определить коэффициенты трения на цилиндрической и торцевой поверхностях отдельно. Значения номинальных давлений p_a и коэффициентов трения, полученных при испытаниях, приведены в таблице.

Как видно из результатов испытаний, коэффициент трения на торцевой поверхности больше, чем на цилиндрической в 2,1÷6,5 раза. Основными причинами этого являются: различие схем трения, отсутствие зазора при торцевом трении, разные эпюры давления на поверхностях, деформации элементов трибосопряжения. Приведенные результаты испытаний являлись кратковременными, путь трения за одно испытание составлял 1,5 м, общий путь трения испытанных втулок составил 13,5 м.

Поверхность испытания	Величина параметра для испытания								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Номинальное давление p_a, МПа, на контакте МПФ								
Торцевая	10	35	35	35	35	10	0	0	0
Цилиндрическая	20	20	30	65	0	0	30	50	65
	Коэффициент μ трения								
Торцевая	0,186	0,124	0,124	0,124	0,124	0,172	—	—	—
Цилиндрическая	0,038	0,019	0,038	0,058	—	—	0,045	0,05	0,055

Приведенные значения коэффициента трения (см. таблицу) можно рассматривать как соответствующие приработочному состоянию МФП.

Здесь необходимо подчеркнуть, что торцевое трение намного напряженнее трения по цилиндрической поверхности. Отсутствие зазора затрудняет отвод теплоты. Контакт на торцевой поверхности происходит по всему кольцу одновременно с одинаковым давлением, тогда как на цилиндрической поверхности при качательном движении происходит перемещение эпюры давления по углу качания, сопровождающееся хотя бы некоторым разгружением части рабочей поверхности. При высоких давлениях на контакте твердый смазочный материал может играть роль "гидравлического клина", способствующего снижению трения. Кроме того, при оновременном нагружении и торца, и цилиндра движение торцевых поверхностей происходит не по окружности, а по сложной траектории, напоминающей изогнутую по окружности "восьмерку", из-за наличия радиального зазора по цилиндрическим поверхностям подшипника. Такое движение способствует выносу из зазора твердого смазочного материала, его миграции в направлении от оси торцевой поверхности подшипника наружу, обеднению контакта твердосмазочным материалом и последующему ускоренному разрушению покрытия. Подпитка рабочей зоны смазочным материалом на цилиндрической поверхности при качательном движении возможна из соседних зон, на торцевой поверхности такой подпитки нет. Аналогичные результаты отмечались и при испытаниях металлических материалов со смазочными материалами.

На первом этапе испытания носили предварительный, поисковый характер, целью которых было определение моментов трения и отработка способов их измерения на различных поверхностях. Отмечено, что суммарный момент трения примерно на $15 \div 20$ % меньше арифметической суммы моментов трения по цилиндрической и торцевой поверхностям, что может быть объяснено сложным пространственным суммированием этих моментов и особенностями траекторий движения контактирующих элементов.

На втором этапе для определения ресурса клеевого соединения МФП ленты и получения ресурсной зависимости изменения коэффициента трения были проведены испытания других комплектов втулок и осей. Режимы испытаний были следующими: номинальное давление p_a на контакте цилиндрической поверхности 65 МПа, на торцевой — 35 МПа, амплитуда качательного движения втулок относительно оси $\pm 5°$, число качаний за одно включение стенда — 210 двойных ходов. Общее число включений составило 1200, наработка — 252 000 двойных ходов или 1847,2 м пути трения. В процессе испытаний измеряли суммарный момент трения и отдельно моменты трения по торцевой и цилиндрической поверхностям. До и после испытаний измеряли размеры поверхностей для определения их износа. Зависимость изменения суммарного момента трения $M_{тр}$ от числа включений стенда (от пути трения) одного из испытаний приведена на рис. 3; зависимости изменения коэффициентов трения по цилиндрической ($\mu_ц$) и торцевой ($\mu_т$) поверхностям приведены на рис. 4.

В результате испытаний получены следующие значения интенсивностей изнашивания поверхностей: цилиндрическая — $(3{,}63 \div 5{,}27)10^{-8}$; торцевая — $(7{,}14 \div 9{,}32)10^{-7}$; ось (цилиндр) — $(0{,}36 \div 1{,}33)10^{-8}$.

Как следует из приведенных данных, интенсивность изнашивания МФП на торцевой поверхности в $13{,}5 \div 25{,}7$ раза больше, чем на цилиндрической. Зафиксированные в ресурсных испытаниях коэффициенты трения на торцевой поверхности больше, чем на цилиндрической в $1{,}5 \div 2{,}4$ раза (см. рис. 4). После испытаний рабочие торцевые поверхности практически лишились МФП покрытия, тогда как цилиндрические — были в рабочем состоянии. Клеевое соединение выдержало весь цикл испытаний. Важным является то, что износа хромированной поверхности оси сравним с износом МФП втулки по цилиндрической поверхности. Причиной этого может быть образование в процессе трения сложных твердых соединений из компонентов твердосмазочной композиции, которые приводят к износу рабочей поверхности оси.

Полученные результаты испытаний позволяют сделать выводы:

1. Фрикционный контакт по торцевой поверхности происходит с бóльшими потерями на трение, чем по цилиндрической поверхности подшипника скольжения из МФП. В начальной стадии использования ресурса различие значений коэффициентов трения может доходить до $2{,}1 \div 6{,}5$ раз.

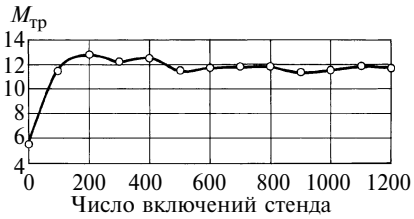


Рис. 3. Изменение суммарного момента трения в зависимости от числа включений стенда

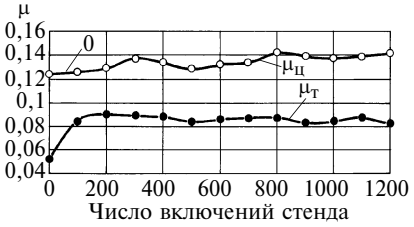


Рис. 4. Изменение коэффициентов трения в зависимости от числа включений стенда

2. Большее значение коэффициента трения на торцевой поверхности приводит к большей интенсивности ее изнашивания. При ресурсных испытаниях коэффициент трения на торцевой поверхности больше в $1{,}5 \div 2{,}4$ раза, чем на цилиндрической, интенсивность изнашивания больше в $13{,}5 \div 25{,}7$ раза.

3. При расчетах необходимой мощности приводов для обеспечения надежной работы механизмов с применением МФП подшипников следует учитывать различие потерь на трение в разных схемах трибосопряжений.

4. При моделировании испытаний на различном стендовом оборудовании распространение результатов, полученных при торцевом трении, на трение по цилиндрической поверхности подшипника скольжения может приводить к существенным погрешностям.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **ОСТ 110287—78**. Втулки без фланца из металлофторопласта. Конструкция и размеры (с изменениями).

2. **ОСТ 110289—78.** Втулки с фланцем из металлофторопласта. Конструкция и размеры (с изменениями).

3. **ОСТ 100536—78.** Втулки свертные из металлофторопласта. Технические условия (с изменениями).

4. **Стенд** для испытания шарнирных пар трения. А. с. 456189. СССР: М. Кл. G 01n 3/56, G01n 19/02.

УДК 621.77

А. А. ЗЮЗИН, канд. техн. наук, Б. Н. Казьмин (ЛГТУ, г. Липецк)

Организация производства прокатных валков на металлургических предприятиях

Предложена организация производства прокатных валков непосредственно на технологической базе металлургических комбинатов. Приведены технологические решения, повышающие точность форм и взаимного расположения рабочей поверхности бочки и сборочных баз листопрокатных валков.

An industrial engineering of the forming rolls directly on the technology base of metallurgical integrated works has been proposed. Technological solutions improving the accuracy of forms and positional relationship of work surface of barrel and assembly datum surfaces of the forming rolls are presented.

Изготовление валков для холодной и горячей прокатки является сложным и трудоемким производственным процессом с большим числом технологических операций и продолжительным производственным циклом, в котором механическая обработка составляет пятую часть.

В настоящее время серьезной проблемой является организация производства валков непосредственно на металлургических предприятиях с развитым прокатным производством. Как показал анализ технологической оснащенности ряда крупных металлургических предприятий, в частности ОАО "НЛМК", Череповецкой "Северостали", эта задача при соответствующей подготовке производства решаема. На вальцетокарных и вальцешлифовальных участках прокатных цехов и в ремонтно-механических цехах предприятий имеются необходимое оборудование и технологическая оснастка для организации производства валков.

Несмотря на большое разнообразие типоразмеров рабочих и опорных валков, применяемых в отечественной промышленности, последовательность технологических операций при их изготовлении на заводах-поставщиках (Ижорском машиностроительном заводе, Юргинском машиностроительном заводе, НКМЗ, УЗТМ, ЭЗТМ) в основном выдерживается одинаковая. Поковки валков поступают в механический цех после отжига. Крупные рабочие валки листовых станов холодной прокатки обрабатывают по типовому технологическому маршруту в соответствии с операциями (рис. 1). Токарную обработку и шлифование основных поверхностей валков холодной прокатки (бочки, посадочные шейки) на машиностроительных заводах производят с установкой в центрах или в центрах с применением поддерживающих люнетов, выполняющих функции дополнительных подводимых опор. При токарной обработке валков применяют вращающиеся центры, при шлифовании — жесткие.

Размеры центровых отверстий валков обычно унифицированы и сведены в нормали, обязательные на данном заводе. Однако в целом отсутствуют единая унификация и единые технические требования к точности и качеству обработки центровых отверстий, что вызывает трудности при их базировании для шлифования на заводах, эксплуатирующих валки.

Центровку поковок средних валков, как правило, выполняют на горизонтально-расточных станках с поворотным столом, а более крупных валков — на расточных станках с колонной.

Фрезерование торцов и центровку поковок мелких валков осуществляют на фрезерно-центровальных станках. Валки, не имеющие осевые каналы, после отрезки концевых припусков (см. рис. 1, операция 5) проходят дополнительную разметку и центровку.

После термического улучшения (операция 9) валки подвергают обработке на токарных станках с установкой в центрах. Для этого на обеих шейках валка подготавливают пояски под люнеты и, устанавливая валок в четырехкулачковом патроне и на люнетах в зависимости от типа валка, обрабатывают с переустановкой фасок под грибковые центры (валки с осевым отверстием) или центровые отверстия (мелкие валки без осевых отверстий). При этом точность формы и взаимного расположения центровых отверстий (базовых фасок) в значительной степени предопределяются точностью установки валка в патроне и на люнетах и отклонениями формы цилиндрических баз под люнеты. После обработки технологических баз валок устанавливают в центрах и обтачивают поверхность бочки, подрезают торцы бочки и заправляют галтели (операция 10). Цель этой операции — подготовка валка под закалку токами промышленной частоты (ТПЧ). При этом валки не должны иметь острых кромок и рисок. Шероховатость обработанных поверхностей должна быть не ниже $Ra = 2{,}5 \div 5$ мкм (ГОСТ 2789—73). На ЭЗТМ поверхность бочки валка перед закалкой ТПЧ шлифуют (операция 11).

После закалки ТПЧ (операция 12) производят подрезку торцов и растачивание выточек под центровые пробки (операция 13) на токарном станке с переустановкой валка в четырехкулачковом патроне и на люнетах. Для этого, прежде всего, на обеих шейках валка обтачивают пояски под люнеты, установив валок в четырехкулачковом патроне и на центре задней бабки. При каждой новой установке валок выверяют на биение индикатором, используя контрольные пояски. Устраняют биение путем перемещения кулачков патрона. Запрессовку центровых пробок (операция 14) осуществляют охлаждением их в жидком азоте. После запрессовки

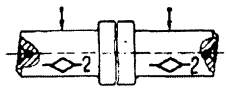
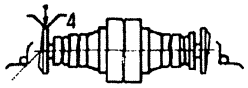
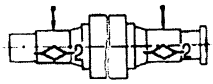
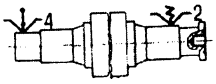
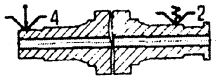
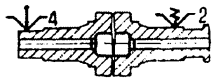
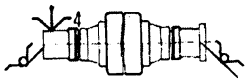
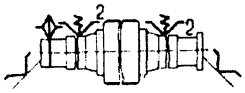
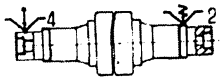
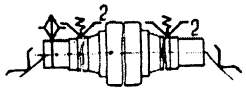
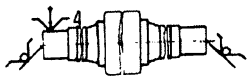
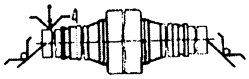
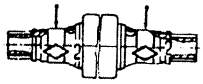
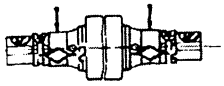
Операции технологического маршрута			
1. Изготовление заготовки Поковка	**2. Разметка** Проверка заготовки и разметка под центровку	**3. Центрирование** 	**4. Точение** 
5. Отрезка 	**6. Точение** 	**7. Сверление** 	**8. Растачивание** 
9. Термическая обработка Закалка и высокий отпуск (твердость по Шору 45÷55 ед.)	**10. Точение** 	**11. Шлифование** 	**12. Термическая обработка** Закалка бочки (твердость по Шору 45÷55 ед.)
13. Точение 	**14. Запрессовка пробки**	**15. Точение** 	**16. Шлифование** 
17. Контроль Определение твердости. Дефектоскопия	**18. Точение** 	**19. Разметка** Разметка пазов и отверстий	**20. Фрезерование** 
21. Сверление 	**22. Зачистка заусенцев**	**23. Контроль** Приемка по инструкции	**24. Консервация и упаковка**

Рис. 1. Типовой технологический маршрут обработки опорных валков листопрокатных станов

пробок заправляют центровые отверстия на токарном станке с переустановкой валка в четырехкулачковом патроне и на люнетах. Затем, установив валок на вращающиеся центры, обтачивают шейки (операция 15) с припуском под шлифование.

На заводе-изготовителе поверхности шеек и бочек валков шлифуют в соответствии с инструкцией, действующей на данном заводе.

Технология обработки опорных валков принципиально не отличается от технологии изготовления рабочих валков. Конические шейки опорных валков под сменные втулки-цапфы подшипников жидкостного трения (ПЖТ) обтачивают в зависимости от типоразмера валков на токарных или вальцетокарных станках за две установки.

Завод-изготовитель поставляет заказчику валки с цилиндрической бочкой. Окончательное шлифование и калибровку поверхности бочки производят на заводах, эксплуатирующих валки.

Перешлифовку поверхностей бочек валков выполняют в зависимости от типоразмера на круглошлифовальных или вальцешлифовальньных станках с установкой валков в центрах с применением поддерживающих люнетов или на неподвижных люнетах (рис. 2). При таком шлифовании валок приводится во вращение кулачками плавающей планшайбы, исключающей влияние радиального биения шпинделя на точность обрабатываемой поверхности. При перешлифовке валков чаще используют двухопорные люнеты с углом относительного расположения установочных элементов (башмаков) $\psi = (105 \div 115)^\circ$ или призматические люнеты с углом $\varphi = 90^\circ$.

При шлифовании с установкой на жестких центрах точность формы обрабатываемой поверхности зависит

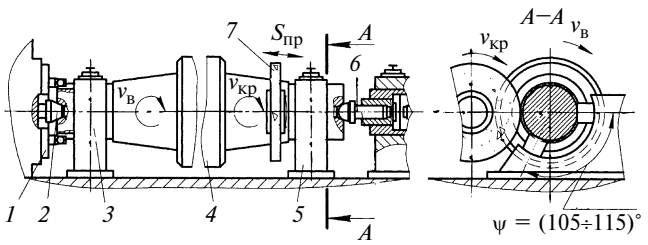


Рис. 2. Установка для бесцентровой перешлифовки конических шеек опорного валка за одну установку:
1 — планшайба; *2* — центр передней бабки; *3*, *5* — люнеты; *4* — валок; *6* — шаровой упор; *7* — шлифовальный круг

от отклонений формы и взаимного расположения поверхностей (несоосность, перекос осей) как центровых отверстий, так и центров. Вызываемые этими отклонениями неточности формы обрабатываемой поверхности нередко превышают допуски. Фактическая площадь контакта пары "центровое отверстие — центр" всегда меньше номинальной. На степень дискретности и расположение контакта этой пары кроме погрешностей формы сопрягаемых поверхностей большое влияние оказывают упругие перемещения переднего и заднего центров и точность взаимного расположения осей центровых отверстий и центров (несоосность, перекос осей). Так, при несовпадении осей центровых отверстий возникает кромочное касание центров с отверстиями. Площадь контакта поверхностей центра и центрового отверстия мала, а контактные усилия велики, поэтому или смазочный материал выдавливается, или смазочная пленка быстро изнашивается. Вследствие этого происходит сухое трение; шероховатость поверхностей и точность форм центровых отверстий и центров ухудшаются, увеличивается сила трения, снижается плавность вращения. Все это обусловливает погрешность формы обрабатываемой поверхности как в поперечном, так и в продольном направлениях. Таким образом, в местах контакта пары "центра — центровое отверстие" в процессе обработки силы трения и контактные напряжения непрерывно изменяются. Компенсация этих изменений — сложная задача ввиду значительной инерционности масс соответствующих узлов станка, а также отсутствия данных о закономерности этих изменений.

При шлифовании валков с установкой в жестких центрах и на поддерживающих люнетах ось валка в каждый момент времени будет занимать неопределенное положение вследствие применения двух видов установочных элементов (центров) и подводимых опор (люнетов). При этом на точность формы обрабатываемой поверхности значительное влияние оказывают отклонения формы и износ сопрягаемых поверхностей пары "центровое отверстие — центр", отклонения формы базовых поверхностей шеек и характер их взаимодействия с опорными элементами люнетов при вращении валка.

В литературе отмечается низкая точность изготовления валков холодной прокатки. Среднее значение радиального биения поверхностей бочек опорных валков относительно конических шеек (сборочных баз под ПЖТ) по результатам исследований составило 0,08 мм (при диапазоне $0{,}03 \div 0{,}21$ мм) [1]. Значения радиального биения поверхностей бочек рабочих валков относительно цилиндрических шеек находятся в интервале $0{,}01 \div 0{,}06$ мм.

Текущие ошибки радиус-вектора $\Delta R(\varphi_i)$ радиального биения исследуемой поверхности могут быть представлены в виде тригонометрического полинома Фурье p-го порядка:

$$\Delta R(\varphi_i) = \sum_{k=1}^{k=p} A_k \sin(k\varphi_i + \gamma_k), \qquad (1)$$

где A_k — амплитуда k-й гармонической составляющей (A_1 — эксцентриситета, A_2 — овальности, A_3 — трехгранности и т. д.); p — порядок полинома, т. е. число его членов; γ_k — начальная фаза k-й гармонической составляющей; φ_i — текущий угол, т. е. угол поворота радиус-вектора относительно выбранного начала отсчета.

Так как гармонические составляющие различных частот не коррелированны между собой, дисперсия радиального биения контролируемого профиля, вызываемого ими, будет

$$D_{A_k} = \sum_{k=1}^{k=p} \frac{A_k^2}{2}. \qquad (2)$$

Статистическая обработка результатов гармонического анализа реализации радиального биения поверхностей бочек, конических и цилиндрических шеек для партии из 25 опорных валков стана 1200 на ОАО "НЛМК" позволила установить, что основная доля результирующих погрешностей относится к гармоникам первого и второго порядков (эксцентриситет и овальность). Полусумма квадратов амплитуд этих гармоник для конических шеек, являющихся сборочными базами под подшипники жидкостного трения (ПЖТ), составляет $81 \div 88$ % дисперсии D_{A_k} результирующих отклонений. Первая гармоническая составляющая спектра радиального биения (эксцентриситет) конических шеек может быть значительно уменьшена перешлифовкой за одну установку.

Радиальное биение поверхности бочки относительно конических шеек под втулки-цапфы ПЖТ можно значительно уменьшить, если вести обработку способом, согласно которому валок устанавливают на неподвижные люнеты, а в осевом направлении фиксируют шаровым самоустанавливающимся упором. Шаровой самоустанавливающийся упор, в отличие от центра, имеет подвижность в радиальных направлениях для компенсации отклонений формы центрового отверстия и удерживает валок только от осевых перемещений.

Исследования, проведенные в цехе холодного проката ЛПЦ-2 ОАО "НЛМК", показали, что при перешлифовке валков с установкой на неподвижных люнетах при существующем угловом расположении опорных элементов относительно шлифовального круга предельно достижимая точность формы обрабатываемых поверхностей предопределяется в основном точностью формы технологических баз (цилиндрических шеек) (рис. 3). Следовательно, для достижения более высокой точности формы при шлифовании (перешлифовке)

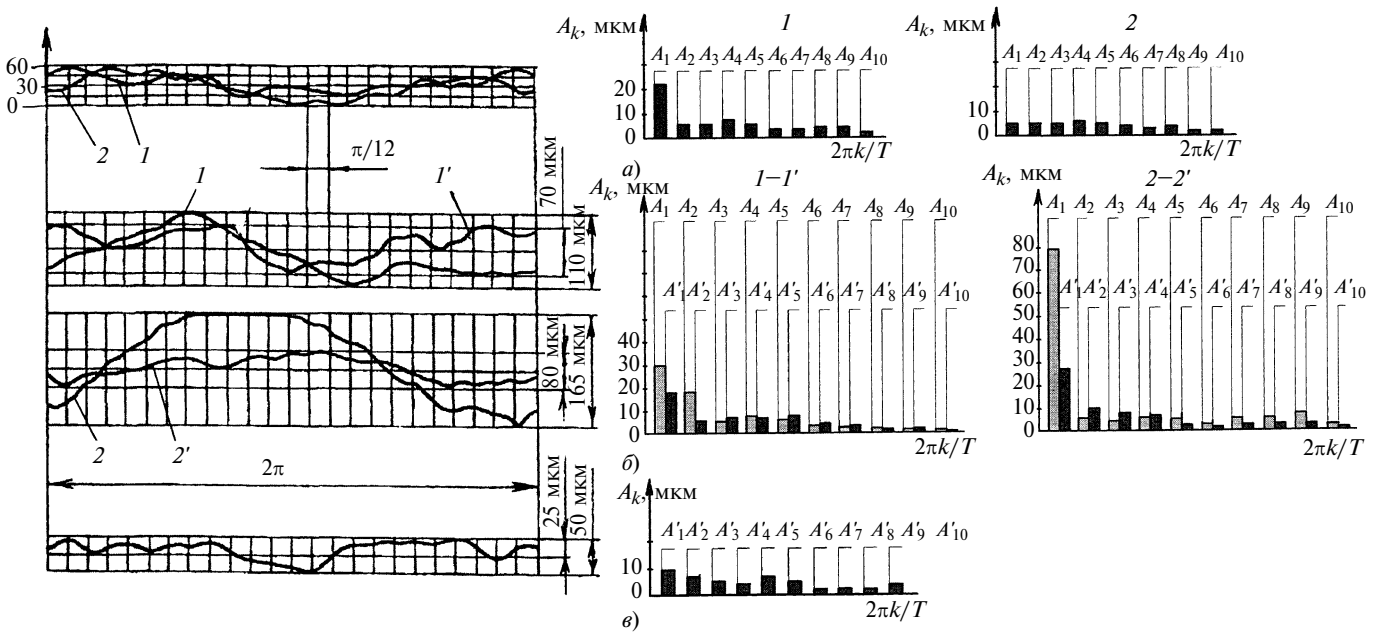


Рис. 3. Профилограммы и линейчатые спектры амплитуд радиального биения поверхностей опорного валка № 143:
а — цилиндрических шеек (*1* — левой, *2* — правой); *б* — конических шеек (*1* — левой, *2* — правой до перешлифовки; *1′* — левой, *2′* — правой после перешлифовки); *в* — бочки; A_k, A'_k — амплитуды гармонических составляющих, соответственно, до и после перешлифовки

валка с установкой на неподвижных люнетах и применением углового расположения башмаков необходимо уменьшать отклонения форм технологических баз.

С другой стороны, при эксплуатации валков функции технологических баз (цилиндрические шейки) и обрабатываемых поверхностей (поверхности конических шеек под ПЖТ, бочки) различны, следовательно, требования, предъявляемые к точности их формы, не совпадают. Поэтому актуальным направлением является поиск эффективных и рациональных вариантов базирования валков на неподвижных люнетах, обеспечивающих требуемую точность обрабатываемых поверхностей без повышения точности обрабатывающих станков и технологических баз.

Как показали исследования [2], для достижения поставленной цели эффективными можно считать методы токарной обработки и шлифования поверхностей шеек и бочек валков с установкой на неподвижных люнетах. При этом валок приводится во вращение поводковым приспособлением, исключающим передачу радиального биения шпинделя на обрабатываемую поверхность, т. е. кулачками "плавающей" планшайбы, шарнирным поводком и т. п. (рис. 4). Основным преимуществом данного метода обработки является возможность управления переносом гармонических составляющих спектров макрорельефных отклонений с базовых поверхностей на обрабатываемые.

При этом значительно уменьшается влияние на точность обработки погрешностей станка и колебаний упругих деформаций технологической системы "станок — приспособление — инструмент — деталь", которая в целом становится более жесткой. Установлено, что при определенных значениях угла ψ (относительное расположение опорных элементов люнетов) и угла α (относительное расположение точки контакта режущего инструмента с заготовкой) исключается перенос отдельных гармонических составляющих отклонений формы с базовых поверхностей на обрабатываемые, что особенно важно для удовлетворения эксплуатационных требований, предъявляемых к валкам. Измерения и спектральный анализ таких отклонений формы, как некруглость основных поверхностей листопрокатных валков, показали, что погрешности макрорельефа цилиндрических шеек, которые используются в качестве установочных баз при перешлифовках, можно с достаточной точностью аппроксимировать суммой гармонических

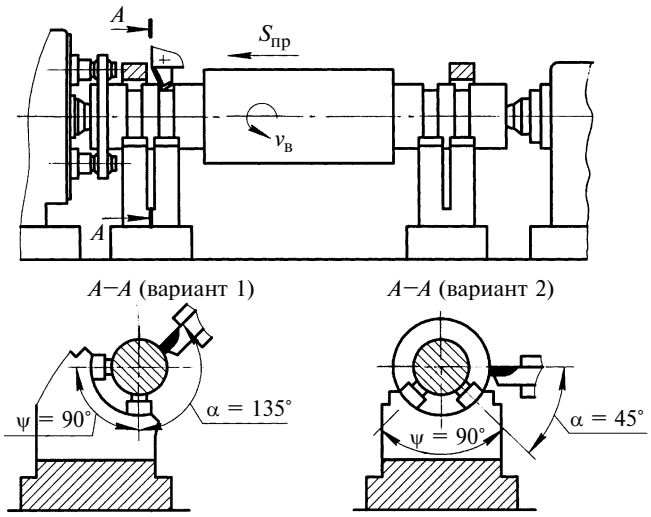


Рис. 4. Схема токарной обработки на сдвоенных люнетах

составляющих первого, третьего и четвертого порядков, распределение амплитуд которых (A_2:A_3:A_4) находятся в диапазоне от 1:0,5:0,4 до 1:0,4:0,2. На их долю приходится до 74 % дисперсии результирующих отклонений формы. Исследованиями точности токарной обработки установлено, что отклонения формы поверхностей в поперечном направлении после чистовых операций, в том числе и тонкого обтачивания резцами из сверхтвердых материалов (СТМ) — Эльбора-Р и Гексонита-Р, также можно аппроксимировать суммой гармонических составляющих, доминирующей среди которых является овальность.

Следовательно, минимизируя передачу доминирующей составляющей спектров отклонений формы с базовых поверхностей на обрабатываемые, можно обеспечить более высокую точность формы обрабатываемой поверхности относительно установочных баз.

Теоретическими исследованиями установлено, что перенос гармонических составляющих отклонений формы поверхностей базовых шеек на обрабатываемые поверхности происходит в соответствии с функцией передаточного коэффициента:

$$K_k = \frac{\sqrt{\sin^2(\alpha+\psi) - (2\sin(\alpha+\psi)\sin\alpha\cos k\psi + \sin^2\alpha)}}{\sin\psi}. \quad (3)$$

Следовательно, k-я гармоническая составляющая отклонений формы поверхностей базовых шеек не передается на обрабатываемые поверхности, если $K_k = 0$. Наложив ограничения на область изменения углов ψ и α: $0 < \varphi < \pi$, $0 < \alpha < \pi$, найдем их значения, при которых функция передаточных коэффициентов для k-х гармонических составляющих принимает нулевое значение (табл. 1).

Исследовали образцы валков трех типов: А, Б и В. Образцы шлифовали на универсальном заточном станке 3В642 с установкой на люнетах специальной конструкции по трем схемам базирования (рис. 5). Все образцы имели семь шеек (на рис. 5: I—VII — номера шеек). У образцов типа А и Б шейки I и VII сборной конструкции. С помощью вкладышей и фольги на этих шейках имитировали отклонения формы (рис. 6).

Валки типа В изготовляют цельными. Перед шлифованием шейки обтачивали на токарно-винторезном станке 16К20 на вращающихся центрах. Схемы базирования (см. рис. 5) приняты на основании теоретических исследований. Для исключения переноса с базовых поверхностей на обрабатываемые гармонических составляющих второго, третьего и четвертого порядков наиболее приемлемыми значениями параметров ψ и α можно считать следующие: для второй гармоники — $\psi = 90°$, $\alpha = 135°$; для третьей — $\psi = 120°$, $\alpha = 30°$; для четвертой — $\psi = 90°$; $\alpha = 45°$.

Таблица 1

ψ, α	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	K_8	K_9	K_{10}
$\psi = 90°$ $\alpha = 135°$	0	1	1,414	1	0	1	1,414	1	0
$\psi = 120°$ $\alpha = 30°$	1	0	1	1	0	1	1	0	1
$\psi = 90°$ $\alpha = 45°$	1,414	1	0	1	1,414	1	0	1	1,414

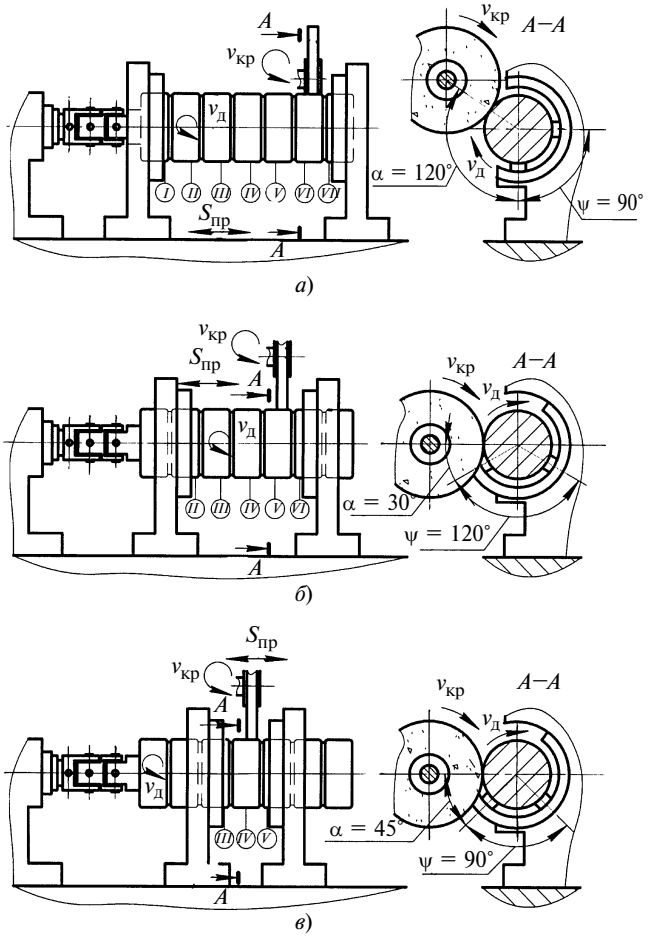


Рис. 5. Схемы базирования, принятые для экспериментального исследования:
а) $\psi = 90°$, $\alpha = 120°$; *б*) $\psi = 120°$, $\alpha = 30°$; *в*) $\psi = 90°$, $\alpha = 45°$

Первая схема базирования (см. рис. 5, *а*), в которой $\psi = 90°$, $\alpha = 120°$, была принята с отклонениями от оптимальных значений ($\psi = 90°$, $\alpha = 135°$), так как станок 3В642 из-за подъема шлифовальной головки и применения абразивных кругов максимально допустимого диаметра (∅ 250 мм) обеспечивает угол $\alpha = 120°$.

Предусматривалось исследование управляемости процессом переноса отклонений формы с базовых поверхностей на обрабатываемые путем изменения углов относительного расположения опорных элементов люнетов и точки контакта режущего инструмента с заготовкой.

Шейки в соответствии со схемами обработки шлифовали следующим образом: II÷VI — $\psi = 90°$, $\alpha = 120°$; I, VII — базовые; III÷V — $\psi = 120°$, $\alpha = 30°$; II, VI — базовые; IV — $\psi = 90°$, $\alpha = 45°$; III, V — базовые.

Вращательный момент валкам от шпинделя станка передавался посредством шарнирного поводка. После обработки образцов по трем схемам базирования с помощью кругломера Телиронд-2 определяли отклонения форм поверхностей базовых и обработанных шеек, которые записывали в виде круглограмм с шагом 10 мм по

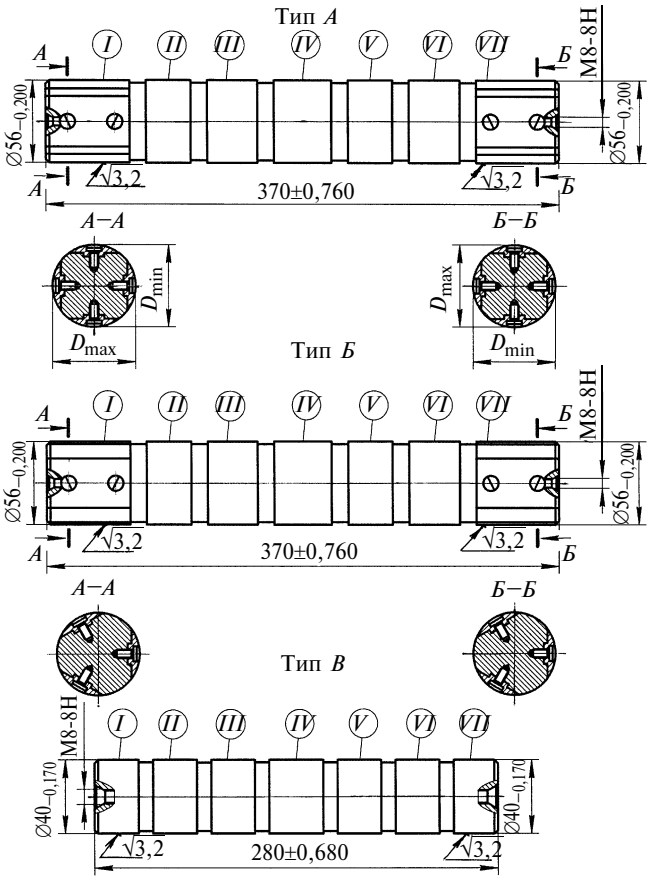


Рис. 6. Конструкции экспериментальных образцов валков

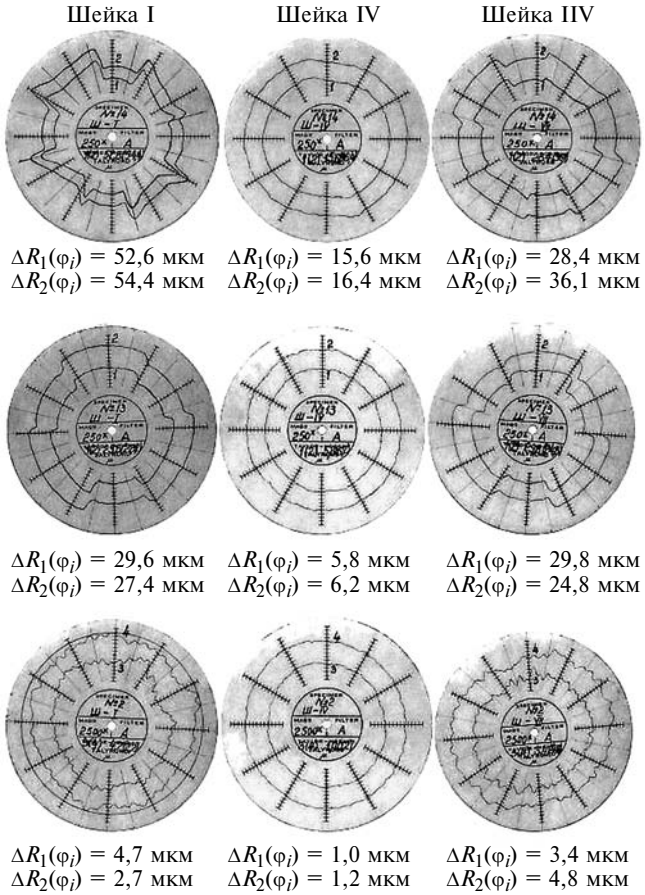


Рис. 7. Круглограммы исходных базовых поверхностей шеек I и VII при шлифовании по первой схеме базирования $\psi = 90°$, $\alpha = 120°$ и шеек IV после обработки по трем исследуемым схемам базирования

оси валка. Для каждой шейки были получены четыре круглограммы — две на установочной базе (опорный поясок) принятой схемы шлифования и две на участке исходной поверхности, прошлифованной по предшествующей схеме базирования. Отклонения форм шеек образцов регистрировали фиксированными по фазе, т. е. было принято единое начало записи от общей образующей.

Полученные круглограммы измеряли с помощью прозрачного шаблона по 24 точкам через каждые 15° от прилегающей окружности с точностью 0,5 мм, результаты табулировали. Для уменьшения влияния субъективной погрешности расшифровки круглограмм на результаты исследований значения текущих ошибок радиус-векторов отдельно по установочной базе и по участку исходной поверхности каждой шейки дополнительно усредняли. Анализ показал, что после шлифования для всех схем базирования некруглость заметно уменьшается.

В табл. 2 приведены наибольшие значения некруглости по двум рассматриваемым сечениям базовых и обработанных поверхностей шеек образцов по всему циклу обработки. На рис. 7 представлены круглограммы исходных базовых поверхностей шеек I и VII при шлифовании по первой схеме базирования ($\psi = 90°$, $\alpha = 120°$) и шейки IV после обработки по трем исследуемым схемам базирования.

В зависимости от макрорельефа базовых поверхностей эффективность каждой схемы базирования раз-

Таблица 2

Тип образца	Схема базирования	Некруглость, мкм, шейки						
		I	II	III	IV	V	VI	VII
А	$\psi = 90°$ $\alpha = 120°$	53,5	39,4				23,1	32,2
	$\psi = 120°$ $\alpha = 30°$		42,2	36,8		30,0	20,0	
	$\psi = 90°$ $\alpha = 45°$			37,0	16,0	26,0		
Б	$\psi = 90°$ $\alpha = 120°$	28,5	22,9				23,0	27,3
	$\psi = 120°$ $\alpha = 30°$		23,2	9,8		8,9	22,0	
	$\psi = 90°$ $\alpha = 45°$			8,8	6,0	9,6		
В	$\psi = 90°$ $\alpha = 120°$	3,7	1,5				0,9	4,1
	$\psi = 120°$ $\alpha = 30°$		1,6	1,2		0,9	1,2	
	$\psi = 90°$ $\alpha = 45°$			1,4	1,2	0,8		

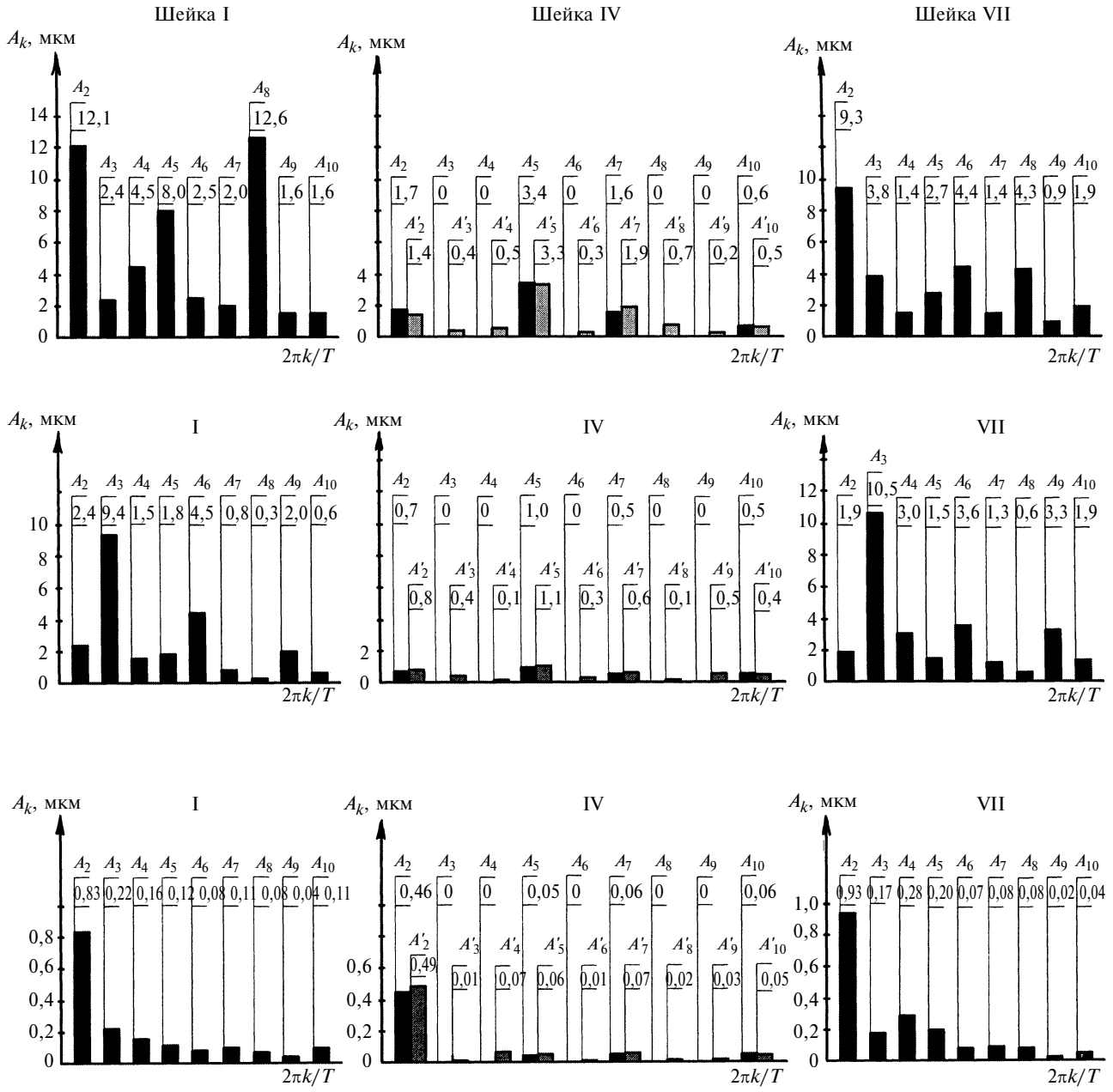


Рис. 8. Расчетные A_k и фактические A'_k линейчатые спектры амплитуд отклонений формы шеек IV образцов типа А, Б и В после обработки по трем схемам базирования и линейчатые спектры амплитуд исходных отклонений формы базовых шеек I, VII

лична. Процесс передачи отклонений формы с базовых поверхностей на обрабатываемые наглядно иллюстрирует спектральный анализ. Представив текущие ошибки радиус-вектора в виде тригонометрического ряда Фурье p-го порядка, рассчитали амплитуды и начальные фазы девяти гармонических составляющих (со второй по десятую) отклонений формы базовых и обработанных поверхностей шеек образцов соответственно принятым схемам базирования. Программой предусматривалось определение среднего арифметического значения и дисперсии отклонений формы по 24 точкам, а также значимости каждой гармонической составляющей для результирующей дисперсии.

Анализ отклонений форм рассматриваемых поперечных сечений базовых и обработанных поверхностей шеек образцов показал, что характер передачи элементарных гармонических составляющих с базовых поверхностей на обрабатываемые соответствует теоретическим результатам. На рис. 8 представлены расчетные (A_k) и фактические (A'_k) линейчатые спектры амплитуд усредненных отклонений форм, рассматриваемых поперечных сечений шеек I и VII (исходных базовых при шлифовании по схеме, представленной на рис. 5, *а*) и шеек IV образцов после обработки по всем принятым схемам базирования. Для оценки достоверности экспериментальных данных по каждому образцу был прове-

ден анализ разностей дисперсий текущих отклонений форм двух близлежащих сечений, которые в соответствии с принятым допущением считали идентичными. За относительную погрешность принимали отношение разности дисперсий к среднему значению дисперсий двух близлежащих сечений.

Разности дисперсий и относительные погрешности усредняли по многим круглограммам, полученным в соседних сечениях шеек образцов. Усредненная разность дисперсий для образцов типы А и Б сборной конструкции составила 3,5 мкм^2, что соответствует средней относительной погрешности 8 % при максимальной, не превышающей 15 %. Для образцов типа В усредненная разность дисперсий составила 0,06 мкм^2, что соответствует средней относительной погрешности 14 % при максимальной, не превышающей 20 %.

Отклонения экспериментальных данных от расчетных результатов не превысили 20 %. Исключением стали случаи с нулевыми значениями функций передаточных коэффициентов. Объяснить это можно как субъективными погрешностями расшифровки круглограмм, так и тем, что в исходной модели не учитывались явления взаимодействия установочных баз и опорных элементов люнетов, что может составить предмет специальных исследований.

Таким образом, в зависимости от исходных спектров макрорельефа установочных баз для обеспечения повышенных требований, предъявляемых к точности форм обрабатываемых поверхностей, можно в ходе технологического процесса последовательно минимизировать передачу ряда доминирующих гармонических составляющих с базовых поверхностей на обрабатываемые, применяя определенные расположения опорных элементов люнетов и точки контакта режущего инструмента с заготовкой. При этом определенным образом следует менять и базовые поверхности.

Так как при обработке валков по принятым на заводах-изготовителях схемам базирования невозможно обеспечить высокую точность форм и расположения поверхностей опорных шеек и бочек, то целесообразно токарную обработку и шлифование на всех стадиях технологического процесса производить с установкой на неподвижных люнетах. Это позволит исключить затраты, связанные с правкой и восстановлением центровых отверстий. Для этого базовые пояски под опорные элементы люнетов следует подготовить на первых операциях технологического процесса на горизонтально-расточных станках с помощью радиального суппорта или на токарных станках при закреплении валка в четырехкулачковом патроне передней бабки и центре задней бабки. После этого дальнейшую обработку надо выполнять на сдвоенных люнетах по схемам, представленным на рис. 4. В соответствии с приведенными схемами при первом и втором технологических переходах следует проточить пояски под соседние опорные башмаки сдвоенных люнетов при $\psi = 90^\circ$ и $\alpha = 135^\circ$ (см. рис. 4, вариант 1). Затем подвести башмаки под проточенные пояски и последующую обработку поверхностей валка производить при $\psi = 90^\circ$, $\alpha = 45^\circ$. Схему, представленную на рис. 4, можно реализовать с помощью специального суппорта, обеспечивающего расположение точки контакта резца с обрабатываемой поверхностью в плоскости симметрии опорных элементов люнетов. Окончательную обработку сборочных баз под подшипники и перешлифовку бочек валков для восстановления работоспособности следует производить при базировании по схеме $\psi = 120^\circ$, $\alpha = 30^\circ$ (см. рис. 5, *б*). Данную последовательность смен схем базирования можно рекомендовать и для обработки других высокоточных деталей класса валов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Статистическая** оценка точности опорных валков листовых станов холодной прокатки на основе гармонического анализа / М. Ф. Сухов, А. А. Зюзин, Л. И. Боровик и др. // Известия вузов. Машиностроение. 1973. № 4. С. 145—149.

2. **Сухов М. Ф., Зюзин А. А.** Теоретическое исследование влияния базирования на точность формы поверхности при обработке на неподвижных двухопорных люнетах // Известия вузов. Машиностроение. 1976. № 2. С. 159—164.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 621.81.002.73.001.24

Е. И. МАХАРИНСКИЙ, канд. техн. наук, Н. В. БЕЛЯКОВ, Ю. Е. МАХАРИНСКИЙ (Витебский ГТУ, Белоруссия)

Теория базирования в проблеме проектирования технологических процессов механической обработки и станочных приспособлений

Предложено четкое разграничение понятий реального и проектного базирования, теоретической схемы базирования и схемы установки при конструировании, механической обработке, сборке и контроле с целью превращения базирования в инструмент формализации проектирования технологических процессов механической обработки и станочной оснастки в машиностроении. Определены цели проектного базирования и уточнен его понятийный аппарат. Предложен ряд процедур проектирования станочных приспособлений, позволяющих на стадии проектирования обеспечить заданные чертежом требования к точности взаимного расположения обрабатываемых элементов конструкции.

A well-defined distinction of the real and project basing concepts, theoretical basing and installation schemes at the design, machining, assembling, and control with the view of to transform the basing into the design formalization instrument of the machining manufacturing processes and of the machine tool accessory in the engineering industry has been proposed. The project basing goals have been determined, and its conceptual apparatus has been specified. A number of the machining facilities design procedures allowing to provide on the design stage the assigned demands to the precision of positional relationship of the processed structural elements are proposed.

Несмотря на многочисленные работы крупных советских ученых, посвященные вопросам базирования в машиностроении, и введение ГОСТ 21495—77 "Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения" до сих пор в странах СНГ по этой проблеме имеют место споры и нарекания на ГОСТ [1—7]. Причиной его разночтения и неопределенности в некоторых вопросах является то обстоятельство, что при формулировании основных терминов и определений не было четкой опоры на задачи, которые решаются при базировании.

Особенно жесткой критике подвергся ГОСТ 21495—77 в работе [7]. Но и там в предлагаемых новых терминах не учитывается то, что понятие базирование используется в двух совершенно разных ситуациях. К первой относится решение задач эксплуатации специальной, специализированной и универсальной оснастки для изготовления деталей, для сборки машин и для контроля. Ко второй — решение задач проектирования указанной оснастки. В первой ситуации рассматривается пространственное взаимодействие [8] реальных объектов, а во второй — их моделей.

К задачам, которые решаются при изготовлении деталей машин, относятся оптимальное расположение и фиксация (закрепление) заготовки в рабочей зоне станка. Смысл оптимальности в данном случае заключается, во-первых, в обеспечении точности заданного расположения обработанного на рассматриваемой операции элемента детали относительно ранее полученных; во-вторых, расположение заготовки в рабочей зоне станка должно обеспечивать минимальную простоту управления рабочими движениями при обработке. Указанное расположение заготовки обеспечивается или контактом выбранных поверхностей заготовки и установочных компонентов приспособления, или выверкой.

При образовании соединений деталей важным является стартовое взаимное расположение сопрягаемых поверхностей собираемых деталей, которое должно обеспечивать условие собираемости [9]. Такое расположение при автоматизированной или автоматической сборке обеспечивается специальной оснасткой. В свою очередь, специальная оснастка, с помощью которой осуществляется контроль, располагается относительно измеряемой детали так, чтобы обеспечить заданную точность прямого или косвенного измерения.

Элементы заготовки, с помощью которых обеспечивается ее расположение в заданной зоне станка, логично называть реальными технологическими базами. А элементы собираемых деталей, с помощью которых обеспечивается взаимное расположение их сопрягаемых поверхностей, — реальными сборочными базами. Аналогично реальными измерительными базами следует называть элементы контролируемой детали, с помощью которых осуществляется взаимная ориентация детали и измерительного устройства. Реальные базы используют при реальном расположении (базировании, ориентации) заготовки при изготовлении, деталей при сборке, детали (или заготовки) и измерительного устройства при контроле.

Процесс проектирования любой технической системы (в том числе и технической оснастки), предназначенной для выполнения заданных функций, по существу, представляет собой формирование цепочки последовательно уточняемых моделей. Причем особенностью проектной модели является отсутствие материального

объекта (оригинала) — ее создание является конечной целью проектирования.

Практической целью теории базирования предлагается считать то, что теория базирования должна служить основой и составной частью решения задач проектирования (как ручного, так и автоматизированного) технологических процессов и технологической оснастки для механической обработки, сборки и контроля. Понятия и термины теории базирования должны способствовать достижению поставленной цели.

Для того чтобы превращения положений теории базирования стали инструментом формализации проектирования технологических процессов и станочной оснастки, необходимо разграничить понятия теоретической схемы базирования и схемы установки, проектного и реального базирования. Эти понятия необходимо рассматривать отдельно при конструировании, механической обработке, сборке и контроле. Следует четко определить цели проектного и реального базирования.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Проектное и реальное базирование. Понятие конструкторской и технологической проектных баз

Любая техническая система, в том числе и технологическая оснастка, создается для выполнения определенного набора функций. Причем главной функцией технологической оснастки является ориентирование:

для станочных приспособлений это такое ориентирование обрабатываемых компонентов заготовки относительно направлений рабочих движений станка и формообразующего компонента инструмента, которое обеспечит заданную точность относительных поворотов (перпендикулярность, параллельность, угол) и расстояний;

для сборочных приспособлений — ориентирование сопрягаемых поверхностей соединяемых деталей, которое обеспечит известные условия собираемости;

для контрольных приспособлений и комплексных калибров — ориентирование контролирующих компонентов относительно компонентов проверяемой детали, служащих началом отсчета, которое обеспечит надежное обнаружение (разделение) годных и бракованных деталей.

По назначению базы предлагается делить на конструкторские и технологические, которые в свою очередь делятся на базы механической обработки, сборочные и измерительные.

Конструкторские базы используют для задания взаимного расположения (параллельности, перпендикулярности или в общем случае угла) элементов детали.

Технологические базы механической обработки используют для ориентации заготовки или элементов заготовки в заданной зоне станка и при проектировании технологического процесса обработки детали. В первом случае технологические базы предлагается называть реальными, а во втором — проектными базами.

В технологии машиностроения используют три метода реального базирования: 1) сопряжением; 2) выверкой по разметке; 3) выверкой по реальной технологической базе.

Технологические сборочные базы используют для взаимной ориентации деталей, сборочных единиц или их элементов при сборке изделия и при проектировании технологии сборки.

Измерительные базы используют при измерении отклонений взаимного расположения (параллельности, перпендикулярности или в общем случае угла) и при проектировании средств измерения. Реальная измерительная база служит для ориентации средств измерения. Она должна совпадать с конструкторской во избежание погрешности схемы измерения.

Таким образом, база — элемент детали, заготовки, сборочной единицы (или сочетание элементов детали, заготовки, сборочной единицы), определяющий одну из плоскостей или осей системы координат, относительно которой может осуществляться ориентирование других элементов: компонентов детали, заготовки, компонентов заготовки, деталей, сборочных единиц или средств измерения.

Прежде чем изготовлять деталь разрабатывают ее графическую модель (чертеж), модель технологического процесса ее изготовления и лишь затем — модели необходимой оснастки.

На чертежах деталей часто указывают базы, которые и называются конструкторскими. Конструкторская база — элемент геометрической (графической) модели детали (или сочетание элементов), определяющий одну из плоскостей или осей декартовой системы координат, относительно которой задается ориентация другого (рассматриваемого) элемента. Пример конструкторских баз представлен на рис. 1. Ориентация рассматриваемого элемента на чертежах указывается допусками взаимного расположения (или задается по умолчанию согласно ГОСТ 25069—81) и расстояниями до нескольких конструкторских баз, совокупность которых называют комплектом конструкторских баз ориентации. Так, например, ориентация оси отверстия $\varnothing\ 20^{+0,1}$ задана относительно двух комплектов конструкторских баз ориентации:

1) с помощью допуска перпендикулярности относительно базы А и с помощью линейных размеров $50 \pm 0,1$ относительно оси отверстия $\varnothing\ 18^{+0,1}$ и линейного размера $30 \pm 0,2$ относительно плоскости Е [комплект баз ориентации — две плоскости (А и Е) и ось отверстия $\varnothing\ 18^{+0,1}$];

2) с помощью допуска перпендикулярности относительно базы А и с помощью линейных размеров $70 \pm 0,15$ относительно плоскости Б и линейного размера $30 \pm 0,2$ относительно плоскости Е (комплект баз ориентации — три плоскости: А, Б и Е).

Основными расположениями элементов при конструировании деталей являются: параллельное, перпендикулярное, угловое, соосное, симметричное. Последние два — разновидности параллельного расположения.

При проектировании технологических процессов механической обработки или станочных приспособлений с учетом порядка обработки следует указывать проектные технологические базы механической обработки

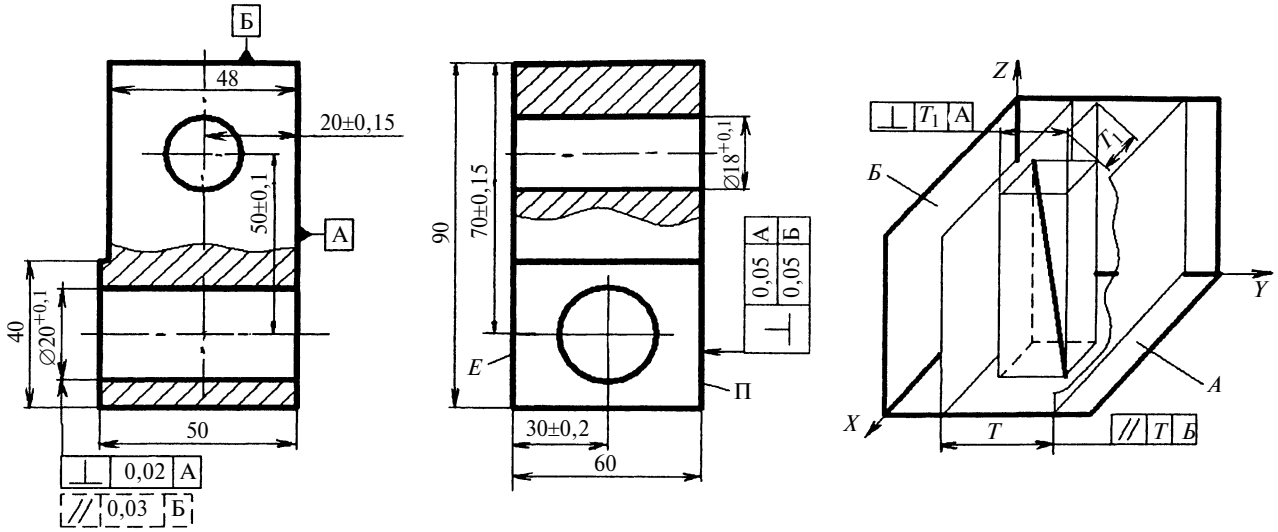


Рис. 1. Эскиз детали и схема распределения полей допусков перпендикулярности и параллельности оси отверстия ∅ 20 относительно баз А и Б

(далее технологические базы). Технологической базой будем называть элемент геометрической (графической) модели заготовки, отражающий ее состояние после выполнения операции и определяющий одну из плоскостей или осей декартовой системы координат, относительно которой задаются расстояние и точность расположения обрабатываемого элемента конструкции. Данную систему координат логично назвать собственной исходя из того, что она строится на элементах модели детали, или базовой, так как она определяет комплект баз, относительно которых полностью ориентируется обрабатываемый элемент конструкции (комплект технологических баз ориентации).

Практические аспекты теории базирования при механической обработке

Порядок проектирования станочных приспособлений

Проектирование станочного приспособления предлагается осуществлять с помощью цепочки процедур:

1) синтез его функциональной модели (список основных, вспомогательных и дополнительных функций);

2) определение характеристик окружающей среды (элементов станка, на котором будет использоваться приспособление);

3) синтез схемы базирования:

а) идентификация технологического комплекта баз ориентации,

б) определение вида компонента комплекта баз;

4) синтез схемы установки;

5) анализ выбранной схемы в плане допустимости;

6) разработка конструктивной схемы (компоновки) приспособления с определением размеров выбранных элементов;

7) параметрический синтез приспособления (силовой расчет и расчет на точность);

8) разработка рабочих чертежей приспособления.

Процедуры 3—5 занимают особое место при проектировании технологического процесса и приспособления — они направлены на обеспечение заданных чертежом требований к точности взаимного расположения элементов конструкции. В процессе проектирования происходит накапливание объема информации о процессе реального базирования. Однако никогда модель реального базирования не может быть тождественна реальному процессу.

Комплект баз ориентации и задание взаимного расположения элементов конструкции на чертежах и операционных эскизах

Анализ операционных эскизов и чертежей различных деталей показал, что существуют всего четыре варианта комплектов баз ориентации конструктивных элементов [11] (рис. 2):

а) три взаимно перпендикулярные плоскости, среди которых может быть плоскость симметрии (рис. 2, *а*);

б) плоскость и две оси, перпендикулярные к ней (рис. 2, *в*);

в) две взаимно перпендикулярные плоскости и ось, которая перпендикулярна к одной из них (ось может находиться в плоскости, которая в общем случае параллельна оси) (рис. 2, *б*);

г) плоскость и две оси, одна из которых перпендикулярна, а другая параллельна этой плоскости (она может лежать в этой плоскости) (рис. 2, *г*).

В частных случаях (см. рис. 2, *б*, *г*) оси могут лежать в плоскостях, которым они параллельны. В варианте, показанном на рис. 2, *а*, одна из плоскостей может быть плоскостью симметрии. Плоскость и оси симметрии согласно ГОСТ 21495—77 называются скрытыми технологическими базами, остальные базы комплекта — явными технологическими базами.

Отталкиваясь от понятия проектной технологической базы, можно ввести понятие проектное базирование (в дальнейшем базирование). Базированием будем называть введение системы отсчета или введение собственной системы координат, сопряженной (соприкасающейся) с технологическими базами.

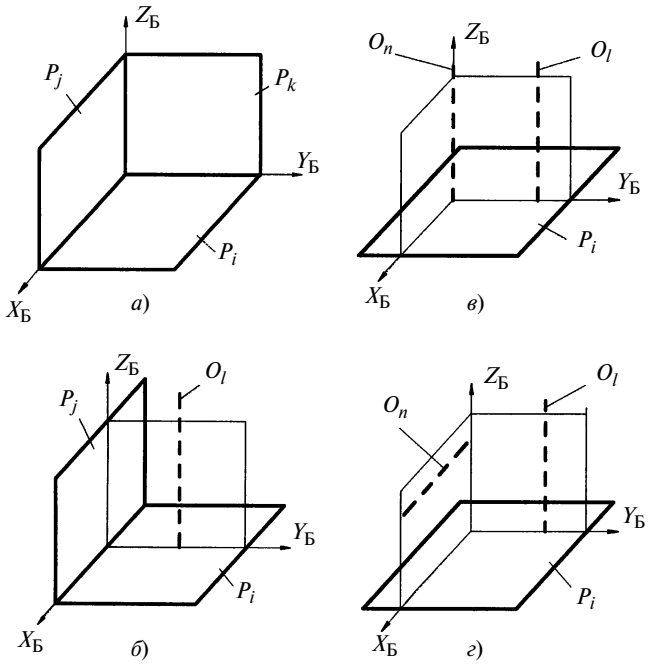


Рис. 2. Варианты комплектов баз ориентации конструктивных элементов:
а — $P_i \perp P_j \perp P_k$; *б* — $P_i \perp P_j$, $[(O_l \parallel P_i) \wedge (O_l \perp P_j)] \vee [(O_l \parallel P_j) \wedge (O_l \perp P_i)]$; *в* — $(O_l \perp P_i) \wedge (O_n \perp P_i)$; *г* — $[(O_l \perp P_i) \wedge (O_n \parallel P_i)] \vee [(O_n \perp P_i) \wedge (O_l \parallel P_i)]$

На этапе идентификации комплекта баз ориентации определяют состав поверхностей заготовки, относительно которых заданы допуски взаимного расположения и размерные связи до обрабатываемых конструктивных элементов.

Установлено, что относительное угловое положение оси осесимметричного элемента конструкции (поверхности вращения) на чертеже детали или оси обрабатываемой поверхности заготовки на операционном эскизе должно быть задано необходимым и достаточным числом показателей. Так, ось может быть или перпендикулярна только к одной плоскости, или параллельна двум пересекающимся плоскостям, или параллельна одной плоскости и составлять некоторый угол с плоскостью, которая перпендикулярна к первой плоскости.

На рис. 1 допуск параллельности оси к базе Б (указан на эскизе детали штриховой линией) избыточен, так как допуск перпендикулярности относительно базы А однозначно задает относительное положение оси. Поле допуска параллельности дублирует поле допуска перпендикулярности.

Относительное угловое положение плоского конструктивного элемента (плоскости) на чертеже детали или обрабатываемой заготовки на операционном эскизе также должно задаваться необходимым и достаточным числом показателей. Так, плоскость может быть или перпендикулярна к двум пересекающимся плоскостям или к оси, или перпендикулярна к одной плоскости и составлять некоторый угол с другой, которая перпендикулярна к первой. Таким образом, можно определить варианты однозначного задания ориентации элементов конструкции относительно того или иного комплекта баз ориентации.

Проведенный анализ показал, что существуют всего 62 варианта (ниже их обозначения приводятся в скобках) задания ориентации обрабатываемой оси или плоскости конструктивного элемента относительно того или иного комплекта баз (КБ) ориентации.

I. Если технологическими базами являются три плоскости (см. рис. 2, *а*), то расположение оси осесимметричного конструктивного элемента (обрабатываемой поверхности) может задаваться допусками:

1) перпендикулярности к одной из плоскостей комплекта баз ориентации (О10);

2) параллельности относительно двух плоскостей комплекта баз (О11);

3) параллельности относительно одной плоскости и углового расположения относительно другой плоскости комплекта баз (О12);

4) углового расположения относительно двух плоскостей комплекта баз (О13) и соответствующими двумя координатами точки на оси (линейными размерами).

II. Если технологическими базами являются две плоскости и ось, перпендикулярная к одной из них (рис. 2, *б*), то расположение оси обрабатываемой поверхности может задаваться допусками:

5) перпендикулярности к плоскости комплекта баз перпендикулярной к оси (О20);

6) перпендикулярности к плоскости комплекта баз параллельной оси комплекта (О21);

7) параллельности относительно оси комплекта баз (О22);

8) перпендикулярности к оси комплекта баз и параллельности к плоскости комплекта, параллельной оси (О23);

9) параллельности относительно плоскостей комплекта (О24);

10) параллельности относительно плоскости комплекта, параллельной оси, и углового расположения относительно другой плоскости комплекта (О25);

11) углового расположения относительно двух плоскостей комплекта (О26);

12) параллельности относительно плоскости комплекта, параллельной оси, и углового расположения относительно оси комплекта (О27);

13) углового расположения относительно плоскости комплекта, параллельной оси, и углового расположения относительно оси (О28);

14) параллельности относительно плоскости комплекта перпендикулярной оси комплекта баз и углового расположения относительно другой плоскости комплекта (О29) и соответствующими двумя координатами точки на оси (линейными размерами).

III. Если технологическими базами являются две параллельные оси и плоскость, перпендикулярная к ним (рис. 2, *в*), то расположение оси обрабатываемой поверхности может задаваться допусками:

15) перпендикулярности к плоскости комплекта баз (О30);

16) параллельности относительно оси (О31);

17) перпендикулярности к плоскости комплекта, проходящей через оси (О32);

18) параллельности относительно плоскости комплекта, проходящей через оси, и параллельности к плоскости комплекта (О33);

19) параллельности относительно плоскости комплекта, проходящей через оси, и углового расположения оси к плоскости комплекта (О34);

20) углового расположения к плоскости комплекта, проходящей через оси, и углового расположения к плоскости комплекта (О35);

21) параллельности относительно плоскости комплекта, проходящей через оси, и углового расположения оси к оси комплекта баз (О36);

22) углового расположения к плоскости комплекта, проходящей через оси, и параллельности плоскости комплекта (О37);

23) углового расположения к плоскости комплекта, проходящей через оси, и углового расположения к оси комплекта (О38) и соответствующими двумя координатами точки на оси (линейными размерами).

IV. Если технологическими базами являются две пересекающиеся под прямым углом оси и плоскость, перпендикулярная к одной из них (рис. 2, *г*), то расположение оси обрабатываемой поверхности может задаваться допусками:

24) перпендикулярности к плоскости комплекта баз (О40);

25) перпендикулярности к оси комплекта, параллельной плоскости, и параллельность плоскости комплекта (О41);

26) параллельности относительно оси комплекта баз, параллельной плоскости (О42);

27) параллельности относительно оси комплекта, перпендикулярной к плоскости (О43);

28) перпендикулярности к оси комплекта, параллельной плоскости, и перпендикулярности к оси комплекта, перпендикулярной к плоскости (О44);

29) углового расположения к оси комплекта, параллельной плоскости, и параллельности плоскости комплекта баз (О45);

30) углового расположения к оси комплекта, параллельной плоскости, и углового расположения к плоскости комплекта (О46);

31) углового расположения к оси комплекта, параллельной плоскости, и углового расположения к оси комплекта, перпендикулярной к плоскости (О47), и соответствующими двумя координатами точки на оси (линейными размерами).

V. Если технологическими базами являются три плоскости (см рис. 2, *а*), то расположение обрабатываемого плоского конструктивного элемента может задаваться допусками:

1) перпендикулярности к двум плоскостям комплекта баз (П10);

2) параллельности одной плоскости комплекта баз (П11);

3) перпендикулярности к одной плоскости комплекта и углового расположения относительно другой (П12);

4) углового расположения относительно двух плоскостей комплекта баз (П13) и соответствующей координатой точки на плоскости (линейным размером).

VI. Если технологическими базами являются две плоскости и ось, перпендикулярная к одной из них (см. рис. 2, *б*), то расположение обрабатываемой плоской поверхности может задаваться допусками:

5) перпендикулярности к двум плоскостям комплекта баз (П20);

6) параллельности плоскости комплекта баз, параллельной оси (П21);

7) параллельности плоскости комплекта баз, перпендикулярной к оси (П22);

8) перпендикулярности рассматриваемой плоскости к оси комплекта баз (П23);

9) параллельности оси комплекта и перпендикулярности к плоскости комплекта баз, параллельной оси (П24);

10) углового расположения относительно плоскости комплекта баз, перпендикулярной к оси, и перпендикулярности к плоскости комплекта баз, параллельной оси (П25);

11) углового расположения относительно плоскости комплекта баз параллельной оси, и перпендикулярности к плоскости комплекта баз, перпендикулярной к оси (П26);

12) углового расположения относительно оси комплекта баз и перпендикулярности к плоскости комплекта баз, параллельной оси (П27);

13) углового расположения относительно оси комплекта баз и углового расположения к плоскости комплекта баз, параллельной оси (П28);

14) углового расположения относительно двух плоскостей комплекта баз (П29) и соответствующей координатой точки на плоскости (линейным размером).

VII. Если технологическими базами являются две параллельные оси и плоскость, перпендикулярная к ним (см. рис. 2, *в*), то расположение обрабатываемой плоской поверхности может задаваться допусками:

15) перпендикулярности к двум плоскостям комплекта баз (П30);

16) параллельности плоскости комплекта баз, проходящей через оси (П31);

17) параллельности плоскости комплекта баз (П32);

18) перпендикулярности к оси комплекта баз (П33);

19) перпендикулярности к плоскости комплекта баз и углового расположения к плоскости комплекта баз, проходящей через оси (П34);

20) углового расположения к плоскости комплекта и перпендикулярности к плоскости комплекта баз, проходящей через оси (П35);

21) углового расположения к плоскости комплекта баз, углового расположения к плоскости комплекта баз, проходящей через оси (П36);

22) углового расположения к оси комплекта баз и углового расположения к плоскости комплекта баз, проходящей через оси (П37), и соответствующей координатой точки на плоскости (линейным размером).

VIII. Если технологическими базами являются две пересекающиеся под прямым углом оси и плоскость, перпендикулярная к одной из них (см. рис. 2, *г*), то рас-

положение обрабатываемой плоской поверхности может задаваться допусками:

23) перпендикулярности к оси комплекта баз, перпендикулярной к плоскости комплекта баз (П40);

24) перпендикулярности к оси комплекта баз, параллельной плоскости комплекта (П41);

25) перпендикулярности к плоскости комплекта баз и параллельности оси комплекта, параллельной плоскости комплекта баз (П42);

26) перпендикулярности к плоскости комплекта баз и углового расположения к оси комплекта баз, параллельной плоскости комплекта баз (П43);

27) углового расположения к оси комплекта баз, параллельной плоскости комплекта баз, и параллельности оси комплекта баз, перпендикулярной к плоскости комплекта баз (П44);

28) углового расположения к плоскости комплекта баз и параллельности оси комплекта баз, параллельной плоскости комплекта баз (П45);

29) углового расположения к оси комплекта баз, перпендикулярной к плоскости комплекта баз, и параллельности к оси комплекта баз, параллельной плоскости комплекта баз (П46);

30) углового расположения к плоскости комплекта и углового расположения к оси комплекта, параллельной плоскости комплекта (П47);

31) углового расположения к оси комплекта баз, перпендикулярной к плоскости комплекта баз, и углового расположения к оси комплекта баз, параллельной плоскости комплекта баз (П48), и соответствующей координатой точки на плоскости (линейным размером).

Согласно рис. 1 плоскость П ориентируется относительно комплекта баз, показанного на рис. 2, *а* [три взаимно перпендикулярных плоскости, так как задан допуск перпендикулярности относительно двух плоскостей (А и Б) и линейный размер 60 до плоскости Е]. Допуск перпендикулярности плоскости П согласно правилу П10 задан корректно.

Вид компонента комплекта баз

Целью разработки теоретической схемы базирования при механической обработке (т. е. проектного базирования) предлагается считать обеспечение (еще на стадии проектирования) требуемых показателей взаимного расположения поверхностей путем наложения на поверхности баз ориентации определенного числа связей.

Теоретическая схема базирования при механической обработке — графическое изображение геометрической модели заготовки (абсолютно твердого тела, поверхности которого, в том числе плоскости, оси и центры симметрии, идеальны) в состоянии после выполнения рассматриваемой операции, на котором выделены обработанные поверхности, проставлены обозначения размеров, допусков взаимного расположения и условные значки, интерпретирующие точки сопряжения и направляющие векторы, накладывающие определенное число связей.

Связь отражает отсутствие неопределенности положения обрабатываемого компонента в базовой системе координат. Считается, что связь определяет положение точки сопряжения (соприкосновения) ранее полученных элементов геометрической модели заготовки (ГМЗ) с ее плоскостями в направлении, перпендикулярном к плоскости базовой системы координат, в которой лежит рассматриваемая точка сопряжения. Для того чтобы определить направление связи и направление оси базовой (собственной) системы координат (БСК или ССК), предлагается использовать направляющий вектор, перпендикулярный к соответствующей плоскости базовой системы координат и определяющий направление оси базовой системы координат.

На рис. 3 приведены примеры расположения точек сопряжения и направляющих векторов в БСК.

Сочетания точек сопряжения в БСК, расположенные на каждой из баз ориентации, могут накладывать на геометрическую модель заготовки разное число связей, которое определяет вид компонента комплекта баз.

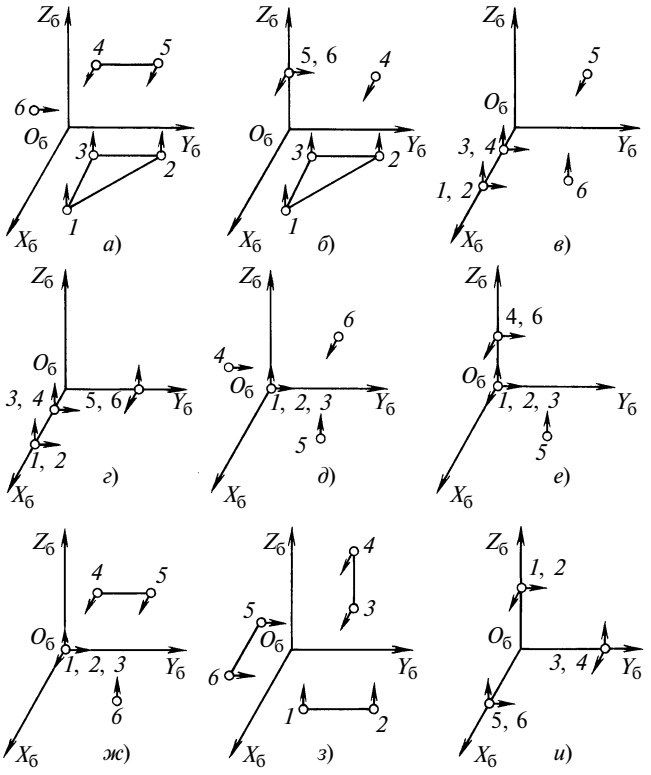


Рис. 3. Варианты расположения точек сопряжения и число связей технологических баз ($O_бX_бY_бZ_б$ — базовая система координат; *1—6* — точки сопряжения; стрелками показаны направляющие векторы):
а — тройная однонаправленная (установочная) (*1—3*), двойная однонаправленная (направляющая) (*4*, *5*) и одиночная (опорная) (*6*) базы; *б* — тройная однонаправленная (установочная) (*1—3*), двойная разнонаправленная (двойная опорная) (*4*, *5*) и одиночная (опорная) (*6*) базы; *в* — четверная (двойная направляющая) (*1—4*) и две одиночные (опорные) (*5*, *6*) базы; *г* — четверная (двойная направляющая) (*1—4*) и двойная разнонаправленная (двойная опорная) (*5*, *6*) базы; *д* — тройная разнонаправленная (тройная опорная) (*1—3*) и три одиночных (опорные) (*4—6*) базы; *е* — тройная разнонаправленная (тройная опорная) (*1—3*), двойная разнонаправленная (двойная опорная) (*4*, *6*) и одиночная опорная (*5*) базы; *ж* — тройная разнонаправленная (тройная опорная) (*1—3*), двойная однонаправленная (направляющая) (*4*, *5*) и одиночная (опорная) (*6*) базы; *з* — три двойных однонаправленных (направляющих) (*1*, *2*; *5*, *4*; *5*, *6*) базы; *и* — три двойных разнонаправленных (двойных опорных) (*1*, *2*; *5*, *4*; *5*, *6*) базы

Сочетания точек сопряжения ГОСТ 21495—77 определяет как базы: установочные, направляющие, опорные, двойные опорные, двойные направляющие. Названия приведенных технологических баз нельзя воспринимать буквально, так как опорной базой заготовка ни на что не опирается, направляющей базой никуда не направляется, а на установочную базу не всегда устанавливается. Поэтому предлагается (тема для дискуссий) вместо этих терминов использовать соответственно следующие: тройная однонаправленная, двойная однонаправленная, одиночная, двойная разнонаправленная, четверная базы (как термины, более адекватно отражающие процесс проектного базирования [12]). Также предлагается ввести новое понятие — тройная разнонаправленная база (в ГОСТ 21495—77 этого термина нет).

Эти термины легко определить с помощью понятий точка сопряжения и направляющий вектор. Так, например, под тройной однонаправленной (установочной) технологической базой следует понимать три точки сопряжения, не лежащие на одной прямой и имеющие одинаковое направление направляющих векторов, накладывающие на геометрическую модель заготовки три связи: одну линейную и две угловых (рис. 3, *а*, *б*; точки *1—3*).

Несложно определить возможные варианты реализации технологических баз. Так, например, тройная однонаправленная (установочная) база может быть реализована:

1) плоскостью модели заготовки;

2) двумя образующими, которые принадлежат пересекающимся или параллельным цилиндрам и лежат в одной плоскости (рис. 4, *а*);

3) образующими цилиндра и конуса, лежащими в одной плоскости (см. рис. 4, *б*);

4) направляющей окружностью тора;

5) наружными точками трех сфер, лежащих в одной соприкасающейся с ними плоскости;

6) двумя пересекающимися (или параллельными) осями цилиндров.

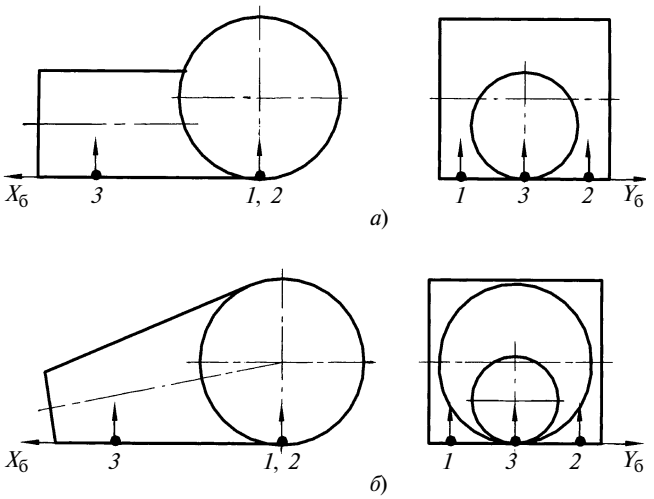


Рис. 4. Схема реализации установочной базы с помощью двух образующих, принадлежащих пересекающимся цилиндрам и лежащих в одной плоскости (*а*); с помощью образующих цилиндра и конуса, лежащих в одной плоскости (*б*)

Двойная однонаправленная (направляющая) технологическая база формируется двумя неслившимися точками сопряжения, имеющими одинаковое направление направляющих векторов (см. рис. 3, *а*, *ж*, точки *4* и *5*; рис. 3, *з*, точки *1* и *2*; *3* и *4*; *5* и *6*). Двойная однонаправленная база накладывает на модель заготовки две связи, которые обеспечивают определенность расстояния от обрабатываемого элемента ГМЗ вдоль одной из осей базовой системы координат и определенность углового положения (поворота) относительно одной из двух других осей.

Двойную однонаправленную базу можно реализовать:

1) плоскостью модели заготовки;

2) осью цилиндра;

3) образующей цилиндра;

4) точками, которые лежат на общей касательной к двум наружным цилиндрам;

5) линией пересечения двух плоскостей.

Одиночная (опорная) технологическая база формируется одной точкой сопряжения, накладывает одну связь — определенность положения обрабатываемого элемента заготовки вдоль направляющего вектора (см. рис. 3).

Одиночная база может быть реализована точкой, лежащей:

1) на оси цилиндра, конуса или тора;

2) на плоскости геометрической модели заготовки;

3) на образующей цилиндра;

4) на линии пересечения плоскостей и т. д.

С помощью оси цилиндрической или конической поверхности заготовки может быть реализована двойная разнонаправленная (двойная опорная) технологическая база, если в одной точке этой оси лежат две слившиеся точки сопряжения, а соответствующие направляющие векторы взаимно перпендикулярны. Эта база накладывает две связи: определенность расстояния обрабатываемого элемента вдоль осей базовой системы координат, параллельных направляющим векторам (см. рис. 3, *б*, *г*, точки *5* и *6*; рис. 3, *е*, точки *4* и *6*; рис. 3, *и*, точки *1* и *2*; *3* и *4*; *5* и *6*).

С помощью центра сферической поверхности или точки на оси конической поверхности можно реализовать тройную разнонаправленную (тройную опорную) технологическую базу, если в центре сферы или в одной из точек оси конуса расположены три слившиеся точки сопряжения, а соответствующие направляющие векторы взаимно перпендикулярны (см. рис. 3, *д*, *е*, *ж*, точки *1—3*). Обычно в эту базу помещают начало базовой системы координат. Тройная разнонаправленная (тройная опорная) база накладывает три связи, обеспечивающие определенность положения обрабатываемого элемента заготовки вдоль осей БСК.

С помощью оси цилиндрической поверхности заготовки можно реализовать четверную (двойную направляющую) технологическую базу, если на этой оси расположены четыре попарно слившиеся точки сопряжения, а направляющие векторы, выходящие из каждой пары слившихся точек сопряжения, взаимно перпендикулярны. Можно представить двойную направляющую базу как сочетание двух лежащих на одной оси и пер-

пендикулярных двойных однонаправленных (направляющих) баз или двух лежащих на одной оси двойных разнонаправленных (двойных опорных) баз. Четверная (двойная направляющая) база накладывает четыре связи, обеспечивающие определенность расстояния обрабатываемого элемента заготовки вдоль двух осей базовой системы координат (две связи), перпендикулярных к оси, которая реализует данную базу, и определенность углового положения (поворота) относительно этих же осей (две связи) (см. рис. 3, *в*, *г*, точки *1—4*).

В зависимости от видов компонентов всего возможны девять вариантов комплектов технологических баз (см. рис. 3).

Теоретические схемы базирования и установки. Оценка допустимости схемы установки

На рис. 5, *а* показана схема базирования, на которой предлагается изображать следующее:

1) графическую модель заготовки, отражающую ее состояние после выполнения рассматриваемой операции;

2) условные обозначения направляющих векторов значками: "◇" — в плане; "⋀" и "<" — на виде сбоку;

3) оси собственной системы координат.

Состояние заготовки отражается совокупностью размеров и углов, характеризующих положение обработанного конструктивного элемента (в данном случае — плоскости, выделенной жирной линией) относительно технологических баз (собственной системы координат); это — расстояние от оси $Z_б$, равное 30 ± 0,2 мм, допуск перпендикулярности относительно плоскости $X_б O_б Y_б$ и угол 45° ± 20′ относительно плоскости $X_б O_б Z_б$. Острие значка должно соответствовать направлению направляющего вектора.

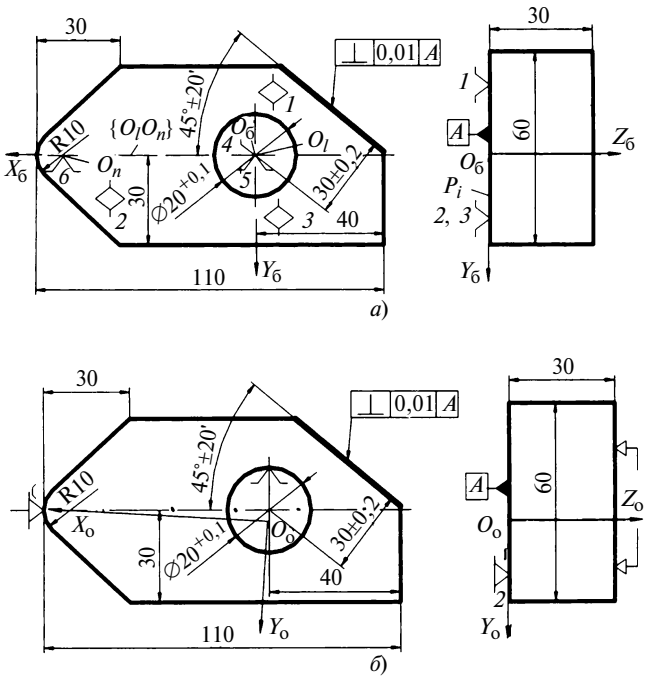


Рис. 5. Схемы базирования (*а*) и установки (*б*)

На схеме установки (рис. 5, *б*) предлагается изображать:

1) графическую модель заготовки, отражающую ее состояние после выполнения рассматриваемой операции;

2) условные обозначения установочно-зажимных элементов приспособления;

3) условные обозначения точки приложения и направления силы закрепления;

4) установочную (опорную) систему координат.

Условными знаками согласно ГОСТ 3.1107—81 "Опоры, зажимы и установочные устройства. Графические обозначения" обозначены две плоские опоры, с которыми соприкасаются: установочная база (–△2), цилиндрический палец (○⋁) и подвижная призма (⌣△). Сила закрепления, приложенная вблизи обрабатываемой плоскости, направлена на плоские опоры.

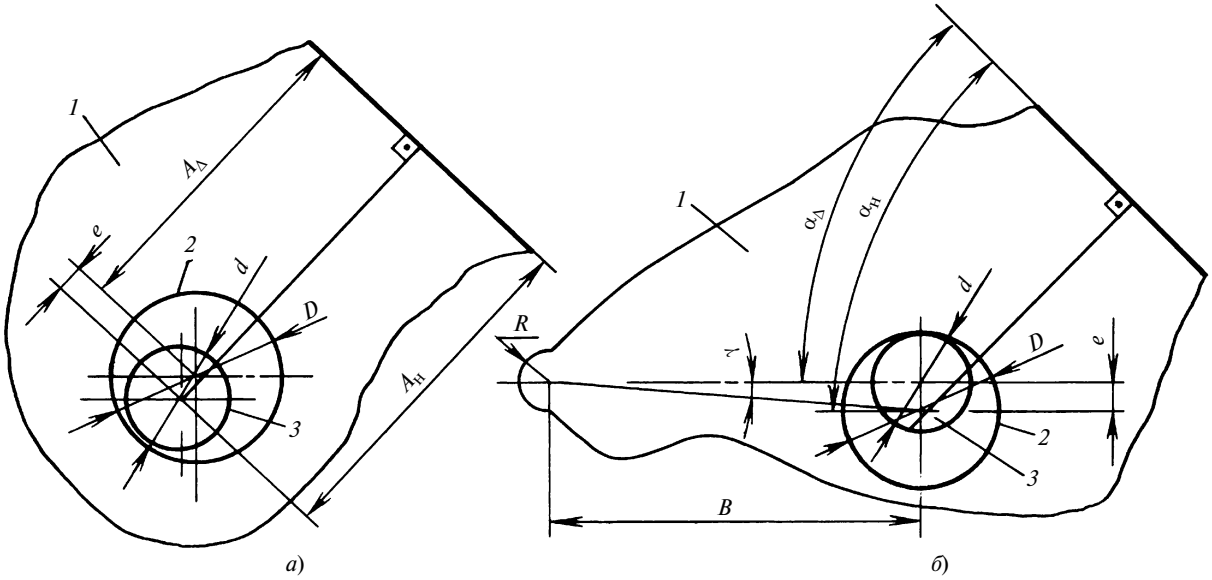
На этапе проектирования теоретической схемы установки следует обеспечить контакт технологических баз с моделями установочных компонентов (сформировать опорные точки), тем самым определяя положение установочной системы координат (УСК). Однако это возможно далеко не всегда, особенно если технологические базы являются скрытыми. Тогда возникают условия для появления погрешности теоретической схемы установки — меры несовпадения опорной и базовой систем координат.

Так как установка заготовки на палец (см. рис. 5) осуществляется с гарантированным зазором, то начала собственной и опорной систем координат не будут совпадать. А так как размерная настройка осуществляется относительно опорной системы координат, то возникают условия для появления погрешности схемы установки (в данном случае для размеров 30 ± 0,2 и 45° ± 20′).

Под погрешностью схемы установки предлагается понимать поле рассеяния значений назначенного размера и (или) угла, вызванное максимальными смещениями положения элементов комплекта технологических баз. Причиной погрешности схемы установки является погрешность обработки заготовки на предыдущих операциях (в рассматриваемом случае — диаметра отверстия под палец).

Погрешность схемы установки проявляется как случайная величина. Принято считать, что погрешность схемы установки — симметричная случайная величина, которая подчиняется нормальному закону распределения с математическим ожиданием, равным нулю. При этом следует учитывать следующие допущения относительно модели заготовки: 1) поверхности заготовки не имеют погрешностей формы и расположения; 2) заготовка не деформируется под действием силы закрепления.

Погрешность схемы установки не должна составлять больше 0,4 ÷ 0,6 соответствующего допуска.



а) *б*)

Рис. 6. Расчетные схемы определения погрешности теоретической схемы установки по линейному размеру *30* (*а*) и угловому — 45° (*б*): *1* — заготовка; *2* — отверстие; *3* — палец

Для анализа пригодности принятой схемы установки следует оценить значение ее погрешности. В рассматриваемом примере, как было указано выше, возникают условия для возникновения погрешности схемы установки по размерам 30 ± 0,2 и 45°. Пусть выбран цилиндрический палец $\varnothing\, 20_{-0,02}$. Расчетная схема для определения погрешности $\Delta_{су}(30)$ схемы установки по размеру 30 показана на рис. 6, *а*. Согласно размерной цепи, показанной на нем, $A_\Delta = A_н \pm e$, где A_Δ — фактический размер, $A_н$ — размер настройки, e — максимальное отклонение положения технологической базы, равное полусумме верхнего отклонения на размер отверстия (*ESD*) и нижнего отклонения пальца (*eid*). Тогда $\Delta_{су}(30) = 2(0,05 + 0,01) = 0,12$ мм. Так как допуск для расстояния от оси отверстия до обрабатываемой плоскости (0,4 мм) намного больше погрешности схемы установки по этому размеру, то принятая по нему схема установки может считаться пригодной.

Расчетная схема для определения погрешности схемы установки по размеру 45° показана на рис. 6, *б*. Согласно угловой цепи $\alpha_\Delta = \alpha_н \pm \gamma$, где α_Δ — фактический угол, $\alpha_н$ — угол настройки, γ — максимальное отклонение угла. Вследствие малости угла γ его значение (в минутах) можно определить из выражения $\gamma = 180 \cdot 60e/(\pi B)$.

Подставляя значения $e = 0,06$ и $B = 60$, получим $\gamma = 3,44'$. Тогда погрешность схемы установки по углу $\Delta_{су}(45°) = 23,44 = 6,88'$. Это значение намного меньше допуска на угол, который составляет $40'$, значит, и по углу расположения обрабатываемой плоскости принятая схема установки может считаться пригодной.

Требуемую точность перпендикулярности обрабатываемой плоскости к конструкторской базе выбранная схема установки также обеспечивает, так как в этом случае нет условий для появления погрешности схемы установки.

После анализа допустимости выбранной схемы установки можно сформировать задание конструктору на проектирование приспособления, а на следующих этапах согласно синтезированной схеме установки разрабатывают конструктивную модель приспособления, выполняют расчеты и оформляют чертежи.

АЛГОРИТМЫ СИНТЕЗА СХЕМ БАЗИРОВАНИЯ И УСТАНОВКИ ЗАГОТОВОК

Для определения функций компонентов комплекта технологических баз ориентации (синтеза схемы базирования) следует пользоваться утверждениями:

Утверждение 1. Схема базирования в первую очередь должна обеспечить заданную точность взаимного расположения, а затем — точность размеров (расстояний).

Утверждение 2. Технологическими базами могут быть назначены только те компоненты геометрической модели заготовки, от которых заданы расстояния (размеры) до обработанных поверхностей и относительно которых заданы показатели расположения (перпендикулярность, параллельность, угол) обработанной поверхности.

Утверждение 3. Технологическая база, относительно которой удельный допуск взаимного расположения или расстояний более жесткий, должна накладывать больше связей. Под удельным допуском понимается допуск взаимного расположения, приведенный к одной базовой длине.

Утверждение 4. Точность взаимного (углового) расположения обеспечивают только тройная однонаправленная (установочная), двойная однонаправленная (направляющая) и четверная (двойная направляющая) базы, а также сочетания двойной (разнонаправленной), двойной (опорной) и одиночной (опорной) баз и тройной разнонаправленной (тройной опорной) и одиночной (опорной) баз.

Утверждение 5. При определении вида компонента комплекта баз (числа накладываемых связей) самым важным показателем взаимного расположения является

перпендикулярность, затем угол, затем параллельность, т. е. база, обеспечивающая перпендикулярность, должна накладывать больше связей, чем та, которая на этой же операции обеспечивает угол или параллельность.

Разработан массив продукционных моделей для назначения вида компонентов комплекта технологических баз и массив примеров, состоящий из 62 алгоритмов, соответствующих вариантам однозначного и корректного задания ориентации оси или плоскости относительно комплектов баз.

Например, алгоритм П34 означает: если заданы допуски перпендикулярности плоскости П34 относительно плоскости P_i и углового расположения относительно плоскости $\{O_l O_n\}$ и численное значение допуска перпендикулярности относительно P_i меньше численного значения допуска углового расположения относительно плоскости $\{O_l O_n\}$, то плоскость P_i назначается тройной однонаправленной (установочной) базой, одна из осей, от которой задан размер, — двойной разнонаправленной (двойной опорной), вторая — одиночной (опорной). Если численное значение допуска перпендикулярности относительно P_i больше численного значения допуска углового расположения относительно плоскости $\{O_l O_n\}$, то плоскость $\{O_l O_n\}$ назначается тройной однонаправленной (установочной) базой, P_i — двойной однонаправленной (направляющей), одна из осей, от которой задан размер, — одиночной (опорной) (см. рис. 5, *а*).

Алгоритм О21 означает: если существует комплект технологических баз, состоящий из двух взаимно перпендикулярных плоскостей $P_i \perp P_j$ и оси $(O_l \perp P_j) \wedge \wedge (O_l \| P_i)$, перпендикулярной одной из них (параллельной другой), и задан допуск перпендикулярности главной обрабатываемой оси О21 относительно плоскости P_i, а допуск линейного размера относительно плоскости P_j меньше допуска линейного размера относительно оси O_l, то плоскость P_i назначается тройной разнонаправленной (установочной) базой, плоскость P_j — двойной однонаправленной (направляющей), ось O_l — одиночной (опорной). Если допуск линейного размера относительно плоскости P_j больше допуска линейного размера относительно оси O_l, то плоскость P_i назначается тройной однонаправленной (установочной) базой, ось O_l — двойной однонаправленной (направляющей), плоскость P_j — одиночной (опорной). В частности, если плоскость P_i совпадает с осью O_l, то ось O_l назначается четверной (двойной направляющей) базой, плоскости P_i и P_j назначаются одиночными (опорными) базами [так, если обрабатывается отверстие ∅ 20 (см. рис. 1), то плоскость А — тройная однонаправленная (установочная) база, ось отверстия ∅ 18 — двойная однонаправленная (направляющая), плоскость Е — одиночная (опорная) базы)].

При использовании данной методики логика синтеза проектной базы заменяется логикой выбора, что не совсем удобно для человека, но легко реализуемо с помощью ЭВМ. Синтез схемы базирования вручную рекомендуется выполнять согласно приведенной ниже последовательности.

Первый шаг. Построить геометрическую модель заготовки с выделением обрабатываемых поверхностей и указанием угловых и размерных связей, которые необходимо обеспечить на операции.

Второй шаг. Проверив правильность задания относительного расположения конструктивного элемента согласно правилам (62 правила) однозначности и корректности и выявив, если необходимо, неуказанные допуски относительного расположения (перпендикулярность, соосность, симметричность), определить комплект технологических баз ориентации (согласно утверждению 2).

Третий шаг. Сформировать базовую систему координат.

Четвертый шаг. Определить вид каждого из компонентов установленного комплекта баз (число налагаемых связей) согласно утверждениям 3—5.

В качестве примера проведем обоснование схемы базирования, приведенной на рис. 5, *а*.

Первый шаг. Обрабатываемая поверхность — плоскость, перпендикулярная к плоскости А, расположенная под углом $45^\circ \pm 20'$ к плоскости, проходящей через ось отверстия $\varnothing 20^{+0,1}$ и ось скругления R10, и находящаяся на расстоянии $30 \pm 0{,}2$ от оси отверстия $\varnothing 20^{+0,1}$.

Второй шаг. Согласно утверждению 2 комплект технологических баз будет состоять из плоскости А и двух перпендикулярных к ней осей (ось отверстия $\varnothing 20^{+0,1}$ и ось скругления R10, что соответствует КБ, показанному на рис. 2, *в*). Расположение обрабатываемой плоскости согласно правилу П34 задано корректно и однозначно.

Третий шаг. Согласно рис. 2 строится базовая система координат.

Четвертый шаг. Согласно утверждениям 3, 4 и 5 плоскость А назначается тройной разнонаправленной (установочной) базой (обеспечивает перпендикулярность с максимальной точностью). Ось отверстия $\varnothing 20^{+0,1}$ назначается двойной разнонаправленной (двойной опорной) базой, а ось скругления R10 — одиночной (опорной).

Если относительно комплекта ориентируется несколько главных поверхностей конструктивных элементов, то вид компонента комплекта определяют с помощью ранжирования численных значений допусков по компонентам комплекта и последующего определения приоритета компонента (в зависимости от этого значения). Например, если относительно комплекта баз, состоящего из трех взаимно перпендикулярных плоскостей, ориентируется две оси и заданное численное значение допуска перпендикулярности одной оси относительно одной плоскости меньше численного значения допуска перпендикулярности второй оси относительно второй плоскости, то первая плоскость назначается тройной разнонаправленной (установочной) базой, а вторая — двойной однонаправленной (направляющей).

Формально задачу синтеза схемы установки предлагается решать с помощью таблицы соответствия вида компонента комплекта технологических баз набору установочных (установочно-зажимных) элементов приспособления (таблица) [11]. С ее помощью в зависимости от ряда критериев (типа производства, габаритных

Элементы таблицы сокращения вариантов

База	Код	Тип производства					Габаритные размеры и масса деталей				...
		е.	мс.	с.	кс.	м.	мал.	ср.	кр.	о. кр.	
Установочная	Тр 1.1 Тр 1.2 Тр 1.3 ...	x x x	x x x	x x x	 x x	 x x	x	x x x	 x x	 x x	...
Направляющая	Тр 2.1 Тр 2.2	x x	x x	x x	 x		x	x x	 x	 x	
...	...										

Примечание. 1. Тр 1.1 — плоская поверхность корпуса; Тр 1.2 — две опорные пластины и т. д. 2. Принятые сокращения: е. — единичное; мс. — мелкосерийное; с. — серийное; кс. — крупносерийное; м. — массовое; мал. — малые; ср. — средние; кр. — крупные; о. кр. — очень крупные.

размеров и массы заготовки, вида и показателей качества технологических баз, вида обработки и др.) можно сразу отбросить нерациональные технические решения (Тр). Окончательный выбор технического решения можно делать при наличии таблиц относительной стоимости различных вариантов схем установки.

Так, например, для реализации двойной однонаправленной (установочной) базы (см. рис. 6, *б*) выбраны две опорные пластины, для реализации двойной разнонаправленной (двойной опорной) базы — цилиндрический палец, а для ориентации одиночной (опорной) базы — подвижная призма, которая накладывает только одну связь.

После оценки погрешности схемы установки формируют задание на проектирование или выбор приспособления.

Таким образом, для превращения теории базирования в инструмент для формализации проектирования технологических процессов механической обработки и станочной оснастки предлагается следующее:

ввести четкое разграничение понятий реального и проектного базирования, теоретической схемы базирования и схемы установки при конструировании, механической обработке, сборке и контроле;

уточнить понятия теории базирования при механической обработке;

проектировать станочные приспособления согласно последовательности процедур, важнейшими из которых (с точки зрения обеспечения на стадии проектирования заданных чертежом требований к точности взаимного расположения элементов конструкции) являются: синтез схемы базирования (идентификация технологического комплекта баз ориентации конструктивных элементов; определение вида компонента комплекта баз); синтез схемы установки; анализ допустимости выбранной схемы установки, т. е. четко определять цель проектного базирования при механической обработке и закладывать основы алгоритма разработки задания на проектирование приспособления.

Под целью разработки теоретической схемы базирования при механической обработке следует понимать обеспечение (еще на стадии проектирования) требуемых показателей взаимного расположения поверхностей путем наложения на поверхности баз ориентации определенного числа связей (или определения вида компонента комплекта проектных технологических баз ориентации). Всего существуют 4 варианта комплектов баз ориентации конструктивных элементов и 62 варианта непротиворечивого и однозначного задания ориентации обрабатываемой оси или плоскости конструктивного элемента относительно того или иного комплекта баз ориентации, что позволяет решить проблему проверки корректности задания допусков взаимного расположения на чертежах деталей и операционных эскизах, а также создать основу формализованного метода идентификации комплекта баз ориентации и определения вида компонентов комплекта баз.

С использованием понятий базовой и установочной систем координат было раскрыто определение понятия погрешности теоретической схемы установки как меры их несовпадения, что позволяет еще на стадии проектирования приспособления оценить допустимость принятого варианта схемы установки.

Предложен метод формализованного определения вида компонентов (установочная, направляющая, опорная и т. д.) комплекта технологических баз, который позволяет путем наложения на компонент комплекта определенного числа связей сформировать систему координат объекта производства таким образом, чтобы на этапе проектирования схемы базирования обеспечить необходимые требования взаимной ориентации обрабатываемых конструктивных элементов. Кроме того, предложен метод формализованного структурного синтеза состава компонентов теоретической схемы установки, который позволяет сформировать задание на проектирование или выбор оснастки при базировании заготовок сопряжением.

Представление разработанных моделей, методик, алгоритмов, баз данных, баз знаний на языке теории автоматизации проектирования, графов, алгебры, логики, теории множеств, алгоритмов, размерных цепей и вероятностей позволило создать пакет прикладных программ автоматизации процедур синтеза индивидуальных технологических процессов механической обработки заготовок оригинальных нетиповых деталей класса "корпус" и доказать их работоспособность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Технология** машиностроения Т. 1. Основы технологии машиностроения / В. М. Бурцев и др. Под ред. А. М. Дальского. М.: МГТУ им Н. Э. Баумана, 1997. 564 с.
2. **Байор Б. Н.** О развитии методологии базирования // СТИН. 2000. № 3. С. 24—26.
3. **Емельянов В. Н.** О разработке теоретических схем базирования // СТИН. 2002. № 1. С. 32—34.
4. **Технологическая** оснастка. / М. Ф. Пашкевич и др. Минск: Адукацыя і выхаванне, 2002. 320 с.
5. **Колыбенко Е. Н.** Системные знания теории базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2004. № 6, 8, 2006. № 5—8, 11.
6. **Королева Е. М., Евстратов С. С.** Практика реализации теоретических схем базирования//Вестник машиностроения. 2004. № 2. С. 57—60.
7. **Абрамов Ф. Н.** О разработке терминологии базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 67—72.
8. **Технологические** основы гибких производственных систем / В. А. Медведев и др. Под ред. Ю. М. Соломенцева. М.: Высшая школа, 2000. 255 с.
9. **Проектирование** технологических процессов сборки машин / А. А. Жолобова и др. Минск: Новое знание, 2005. 410 с.
10. **Советов Б. Я., Яковлев С. А.** Моделирование систем. М.: Высшая школа, 1985. 271 с.
11. **Махаринский Е. И., Беляков Н. В.** Методика синтеза индивидуальных технологических процессов изготовления корпусных деталей машин // Вестник машиностроения. 2005. № 2. С. 57—65.
12. **Махаринский Е. И., Махаринский Ю. Е., Беляков Н. В.** О теории базирования при механической обработке // СТИН. 2005. № 4. С. 29—32.

УДК 621.923.015

А. В. РЕПКО, д-р техн. наук, В. А. СМИРНОВ
(Воткинский филиал ИжГТУ)

Повышение эффективности плоского шлифования периферией круга с упругодемпфирующими элементами

Рассматривается актуальная проблема современного машиностроения, связанная с обеспечением требуемого качества поверхностей при шлифовании сплавов, склонных к возникновению тепловых дефектов. Получены формулы, позволяющие конструировать прерывистые шлифовальные круги прямого профиля с упругодемпфирующими элементами, обеспечивающие повышение эффективности плоского шлифования периферией круга в условиях влияния динамических факторов и изменения режущей способности круга из-за износа или засаливания.

An actual problem of modern engineering industry, related with ensuring of the required surface condition at grinding of alloys, inclined to the thermal effects arising, is considered. The formulae, allowing to design the direct-profile interrupted grinding wheels with elastodeforming elements, ensuring the effectiveness increase of flat grinding by the wheel periphery in the conditions of the dynamic factors influence and change of the wheel's cuttability through the wheel wearing or glazing, have been obtained.

Одной из наиболее серьезных проблем при шлифовании является возникновение прижогов шлифованной поверхности. Особенно остро эта проблема стоит при обработке сплавов, склонных к тепловым дефектам, таких как сплавы на основе титана, коррозионно-стойкие стали, жаропрочные сплавы и др. Причина появления прижогов — увеличение плотности теплового потока, поступающего в заготовку, которая зависит от скорости вращения круга и тангенциальной составляющей P_z силы резания, а также силы трения, зависящей от радиальной составляющей P_y силы резания. Следовательно, при постоянной скорости вращения круга главной причиной возникновения прижогов является увеличение мгновенных сил резания. Одним из наиболее эффективных способов снижения теплонапряженности процесса является использование прерывистых шлифовальных кругов, методика расчета параметров которых изложена в работе [1]. Следует отметить, что в работе [1] не рассматривается влияние факторов, которые могут значительно увеличить средние и мгновенные силы резания. Рассмотрим причины увеличения мгновенных составляющих сил резания при прерывистом шлифовании.

На изменение составляющих сил резания в процессе шлифования влияют такие факторы, как относительные колебания шлифовального круга и заготовки, износ зерен, неравномерность их изнашивания, засаливание круга, прерывистость процесса, эксцентриситет шлифовального круга, неравномерность припуска. Как показывают теоретические и экспериментальные исследования, проведенные авторами, увеличение амплитуды относительных колебаний приводит к увеличению мгновенных сил резания вследствие значительного изменения толщины срезаемых слоев материала каждым зерном и длины дуги контакта. В работах [2, 3] показано, что увеличение износа круга и его засаливания в процессе обработки также увеличивает силы резания. Применение прерывистых шлифовальных кругов приводит к возникновению значительных динамических нагрузок [3].

Следовательно, применение прерывистых шлифовальных кругов, увеличение амплитуды относительных колебаний шлифовального круга и заготовки, износ и засаливание шлифовального круга в процессе обработки приводят к росту вероятности появления прижогов в поверхностном слое заготовки. Геометрическая неточность исходной поверхности также может привести к росту сил резания и появлению прижогов вследствие непостоянства глубины резания. Влияние перечисленных факторов должно быть учтено, а также должны быть разработаны способы снижения их влияния.

Одним из наиболее эффективных способов управления взаимодействием шлифовального круга и заготов-

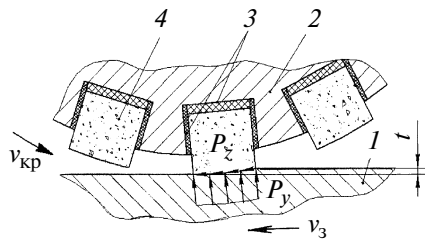


Рис. 1. Конструкция шлифовального круга с УДЭ:
1 — заготовка; *2* — шлифовальный круг; *3* — УДЭ; *4* — абразивный брусок

ки, а именно управления процессами силообразования и теплообразования при плоском шлифовании периферией круга сплавов, склонных к возникновению тепловых дефектов, является применение упругодемпфирующих элементов (УДЭ) (рис. 1).

Шлифовальный круг с УДЭ использует достоинства схемы упругого шлифования [4]. Вследствие деформации УДЭ снижается отрицательное влияние на величину сил резания и температуру в зоне резания следующих факторов: 1) неравномерности снимаемого припуска, возникающей вследствие волнистости исходной поверхности или неравномерности износа шлифовального круга; 2) нестабильности физико-механических свойств материала заготовки; 3) изменения режущей способности круга вследствие его затупления или засаливания; 4) эксцентриситета шлифовального круга; 5) относительных вибраций шлифовального круга и заготовки.

Изменение жесткости УДЭ позволяет управлять тангенциальной и радиальной силами резания в процессе шлифования, а следовательно, способствует созданию оптимальных условий взаимодействия круга и заготовки в зоне шлифования, что улучшает режущую способность круга, повышает его стойкость за счет уменьшения износа и засаливания, улучшает качество обработанных поверхностей вследствие исключения опасности возникновения прижогов. Показатели качества шлифованной поверхности при упругом шлифовании постоянны во времени.

Важным вопросом является определение необходимой жесткости УДЭ, поэтому далее рассмотрим факторы, от которых она зависит.

1. Точность шлифованной поверхности

Шлифовальный инструмент низкой жесткости не обеспечит требуемой точности шлифованной поверхности, поскольку будет происходить копирование погрешностей формы исходной поверхности (неплоскостность, волнистость, непараллельность), что недопустимо при чистовом шлифовании. Условие-ограничение записывается следующим образом:

$$h_в \leqslant [h_в], \qquad (1)$$

где $h_в$ — отклонение формы шлифованной поверхности (волнистость); $[h_в]$ — допустимое отклонение формы по чертежу детали.

Высота волнистости поверхности, полученной при шлифовании прерывистым кругом с УДЭ, может быть определена по формуле

$$h_в = \sqrt{(h'_в)^2 + (h_{прер})^2 + (h_{дин})^2}\,, \qquad (2)$$

где $h'_в$ — волнистость шлифованной поверхности, обусловленная волнистостью h_0 исходной поверхности;

$$h_{прер} = \frac{v_з^2 l_2^2}{8\omega^2 R\left(\frac{v_з}{\omega} + r\right)} \qquad (3)$$

— волнистость шлифованной поверхности, обусловленная прерывистостью шлифовального круга [1] (здесь $v_з$ — скорость заготовки; l_2 — длина промежутка между двумя режущими секторами, $h_{дин}$ — волнистость шлифованной поверхности, обусловленная относительными колебаниями шлифовального круга и заготовки).

Определим волнистость $h'_в$ шлифованной поверхности, обусловленную волнистостью исходной поверхности h_0 (рис. 2). Предположим, что заготовка является абсолютно жесткой. Волнистость шлифованной поверхности будет равна разности деформаций УДЭ под действием максимальной $P_{y\max}$ и минимальной $P_{y\min}$ составляющих силы резания на последнем проходе: $h'_в = \frac{1}{c}(P_{y\max} - P_{y\min})$, где c — жесткость УДЭ, Н/мм.

Для оценки влияния жесткости демпферов на волнистость шлифованной поверхности введем обозначение: $\delta_в = h'_в/h_0$ — доля, которую составляет волнистость шлифованной поверхности относительно волнистости исходной поверхности за один проход шлифовального круга (остаточная волнистость).

Для определения величин сил резания воспользуемся известными формулами, характеризующими зависимость силы P_y резания от глубины резания [2], для чего вместо глубины t резания подставим максимальное $t_{\max}$ и минимальное $t_{\min}$ значения глубины резания:

$$t_{\max} = t + \frac{h_в}{2}\,,\ t_{\min} = t - \frac{h_в}{2}\,.$$

На рис. 3 приведены зависимости остаточной волнистости $\delta_в$ от податливости УДЭ и величины $h_и$ износа шлифовального круга.

Математически волнистость шлифованной поверхности определяется как

$$h'_в = h_0 \delta_в^{N_{пр}}\,, \qquad (4)$$

где $N_{пр}$ — число проходов.

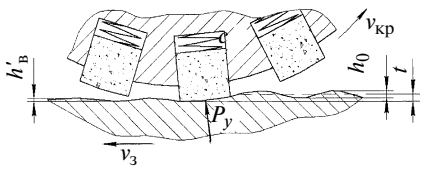


Рис. 2. Схема формирования волнистости шлифованной поверхности

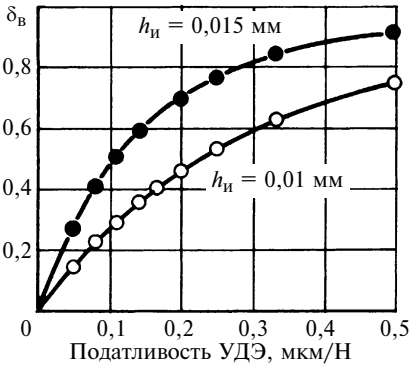


Рис. 3. Зависимости остаточной волнистости $\delta_в$ от податливости УДЭ: $v_з = 0{,}05$ м/с; $v_{кр} = 35$ м/с; $c = 6$; $N = 16$; $t = 0{,}01$ мм; $\sigma_в = 1000$ МПа

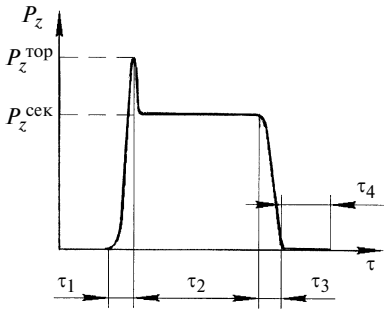


Рис. 4. Изменение тангенциальной силы P_z резания при прерывистом шлифовании: τ_1, τ_2, τ_3 — соответственно периоды врезания торца режущего сектора, его работы и выхода из зоны резания

Волнистость шлифованной поверхности, обусловленная относительными колебаниями круга и заготовки, определяется геометрически. Известно, что высота волнистости зависит от наличия эффекта подрезания волны [5]. При подрезании волны высота волнистости шлифованной поверхности зависит от скорости подачи и частоты относительных колебаний, при отсутствии подрезания — равна удвоенной амплитуде A колебаний круга и заготовки:

$$h_{дин} = 300 \cdot 10^{-6}(v_з/n)^2 \leqslant 2A, \text{ м}, \qquad (5)$$

где $v_з$ — скорость продольной подачи заготовки, м/с; n — число колебаний за один оборот шлифовального круга.

Таким образом, формулы (1)—(5) позволяют рассчитать точность шлифованной поверхности при использовании шлифовальных кругов с УДЭ.

2. Отсутствие прижогов шлифованной поверхности при износе или самозатачивании шлифовального круга и влиянии динамических факторов

Возможность появления прижогов шлифованной поверхности определяет контактная температура, зависящая от плотности q теплового потока, поступающего в заготовку. Работа тангенциальной силы шлифования практически полностью переходит в тепловую энергию [3]. В теоретических исследованиях [3] получено, что на пиковую величину тангенциальной силы резания оказывают значительное влияние такие факторы, как износ шлифовального круга, относительные вибрации шлифовального круга и заготовки, геометрическая неточность шлифованной поверхности, прерывистость шлифовального круга. Необходимо определить, как влияют перечисленные факторы на прижогообразование. Согласно экспериментальным данным [3], при прерывистом шлифовании периферией круга сила P_z резания за время прохода режущего сектора прерывистого круга изменяется по закону, показанному на рис. 4, где τ_1, τ_2, τ_3 — соответственно периоды врезания торца режущего сектора, его работы и выхода из зоны резания;

$$\tau_1 = \tau_3 = \frac{R}{v_{кр}} \arccos\left(\frac{R-t}{R}\right); \qquad (6)$$

$$\tau_2 = \frac{1}{v_{кр}}\left[l_1 - R\arccos\left(\frac{R-t}{R}\right)\right]. \qquad (7)$$

Здесь l_1 — длина режущего сектора прерывистого шлифовального круга.

Согласно рис. 4, работа силы P_z резания за время прохода режущего сектора через зону резания определяется формулой

$$A_{рез} = v_{кр}\int_0^{\tau} P_z d\tau = v_{кр}\left(\frac{1}{2} P_z^{тор}\tau_1 + P_z^{сек}\tau_2 + \frac{1}{2} P_z^{сек}\tau_3\right), \qquad (8)$$

где $P_z^{тор}$, $P_z^{сек}$ — силы резания при работе торца режущего сектора и самого сектора.

Рассмотрим наихудший случай, когда действия динамических факторов (относительные вибрации круга и заготовки, геометрическая неточность исходной поверхности, неравномерность износа, эксцентриситет и прерывистость шлифовального круга) складываются. В этом случае пиковые значения сил резания при работе торца и самого сектора могут быть определены по формулам, полученным авторами:

$$P_{z\max}^{сек} = k_д^z\, k_э^z\, k_н^z\, P_z; \qquad (9)$$

$$P_{z\max}^{тор} = k_п^z\, k_д^z\, k_э^z\, k_н P_z, \qquad (10)$$

где $k_д$, $k_э^z$, $k_н^z$, $k_п^z$ — коэффициенты, учитывающие влияния относительных вибраций круга и заготовки; эксцентриситета круга; неточности исходной поверхности; прерывистости круга.

Интенсивность теплового потока в заготовку за время прохождения режущего сектора через зону резания определяется как работа силы резания в единицу времени, приходящейся на единицу площади контакта шлифовального круга и заготовки:

$$q = \frac{0{,}8A_{рез}}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3} \frac{1}{BR\arccos\left(\frac{R-t}{R}\right)}. \qquad (11)$$

Коэффициент 0,8 введен согласно исследованиям [3, 6], в которых показано, что около 80 % образующейся при шлифовании теплоты переходит в обрабатываемую заготовку.

Условие отсутствия прижогов шлифованной поверхности при шлифовании прерывистым кругом следующее: время прохода режущего сектора через зону резания $\tau_1 + \tau_2 + \tau_3$ меньше времени $\tau_{пр}$, за которое контактная температура единицы площади обрабатываемой поверхности достигает предельно допустимые значения:

$$\tau_{пр} \geqslant \tau_1 + \tau_2 + \tau_3, \qquad (12)$$

где
$$\tau_{пр} = \lambda^2(\theta_{пр} - \theta_{min})^2\pi/(q^2 a). \qquad (13)$$

Здесь λ — коэффициент удельной теплопроводности обрабатываемого материала, Вт/(м · °С); a — коэффициент температуропроводности обрабатываемого материала, м^2/с; $\theta_{пр}$ — температура возникновения прижогов шлифованной поверхности, °С; θ_{min} — минимальная температура, возникающая в зоне резания при шлифовании прерывистым кругом, °С; может быть рассчитана по методикам [1].

Силы резания при использовании УДЭ определяются его деформацией Δh: чем больше деформация, тем меньше силы резания. Деформацию УДЭ можно определить из условия, что сила сопротивления упругому сжатию УДЭ равна пиковой (максимальной) силе резания $P_{y\max}$:

$$c\Delta h = k_д^y\, k_н^y\, k_э^y\, P_y(t - \Delta h). \qquad (14)$$

Уравнение (14) является трансцендентным относительно величины Δh. Задаем величину c и решаем уравнение численным методом Ньютона относительно Δh. Далее определяем величину тангенциальной силы резания $P_z(t - \Delta h)$ и, используя формулы (6)—(13), проверяем, выполняется ли условие (12) при проходе одного режущего сектора. Если условие не выполняется, то величину жесткости c уменьшаем. Таким образом выбирается величина жесткости УДЭ.

На рис. 5 показано изменение рассчитанных средних P_z и максимальных $P_{z\max}$ величин тангенциальной силы P_z резания при использовании УДЭ и без них (исходные данные: $R = 75$ мм, $B = 12$ мм, $t = 0{,}01$ мм, $v_{кр} = 35$ м/с, $v_з = 0{,}05$ м/с, $N = 16$, $c = 6$, $A = 0{,}0015$ мм, $\nu = 300$ Гц, $\sigma_в = 1000$ МПа, $l_2 = 10$ мм, $h_0 = 0{,}005$ мм, $c = 20000$ Н/мм).

Как видно из рис. 5, при использовании УДЭ средняя и максимальная величины силы P_z асимптотически приближаются к некоторой предельной величине, тогда как без использования УДЭ сила P_z продолжает неуклонно возрастать при увеличении износа шлифовального круга. По аналогичным зависимостям изменяется и сила P_y. Следовательно, можно сказать, что применение УДЭ заданной жесткости позволяет управлять силами резания при износе шлифовального круга, что позволяет вести обработку с максимально эффективной глубиной резания, соответствующей текущей режущей способности шлифовального круга, и избежать появления прижогов шлифованной поверхности.

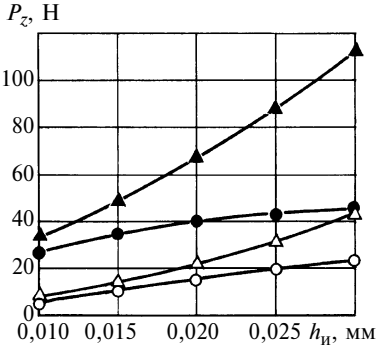


Рис. 5. Изменение тангенциальной силы P_z резания при износе $h_и$ шлифовального круга: ○ и △ — P_z соответственно с УДЭ и без УДЭ; ● и ▲ — $P_{z\max}$ соответственно с УДЭ и без УДЭ

3. Отсутствие прижогов шлифованной поверхности при засаливании шлифовального круга

Рассмотрим наихудший случай, когда шлифовальный круг полностью засален. При полном засаливании шлифовального круга не должно возникать прижогов шлифованной поверхности, т. е. должно выполняться условие (12). При полном засаливании круга резания не происходит, оно заменяется интенсивным трением круга о поверхность заготовки. Сила P_y при этом определяется жесткостью УДЭ, а сила P_z определяется как сила трения:

$P_y = c(t + A + h_0/2 + e)$, где e — эксцентриситет шлифовального круга;

$P_z = \mu P_y$, где μ — коэффициент трения обрабатывающего материала по обрабатываемому материалу. При обработке титанового сплава ВТ5 $\mu = 0{,}47 \div 0{,}49$.

Максимальная плотность теплового потока, поступающего в заготовку при работе засаленным кругом, может быть определена по формуле

$$q = 0{,}8\frac{P_z v_{кр}}{BL'_к},$$

где $L'_к$ — длина упругого контакта засаленного шлифовального круга с заготовкой, определяемая согласно работе [7] как

$$L'_к = 2{,}15\sqrt{\frac{c(t + A + h_в/2 + e)2R_{кр}}{BE}}.$$

Из условий (12) и (13) определяем жесткость УДЭ, обеспечивающего отсутствие прижогов при работе засаленным кругом:

$$c = 14{,}46\frac{\lambda^2(\theta_{пр} - \theta_{min})^2\pi R_{кр}B}{(\tau_1 + \tau_2 + \tau_3)av_{кр}E\mu^2(t + A + h_в/2 + e)}. \qquad (15)$$

Таким образом, получены формулы для расчета жесткости УДЭ прерывистого шлифовального круга. Прерывистый шлифовальный круг с УДЭ, рассчитанными по методикам, изложенным в данной статье, позволяет повысить эффективность плоского шлифования периферией круга сплавов, склонных к возникновению тепловых дефектов, при влиянии динамических факторов и изменении режущей способности шлифовального круга во времени при его изнашивании или засаливании.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Якимов А. В.** Прерывистое шлифование. Киев: Вища школа, 1986. 176 с.
2. **Калинин Е. П.** Научные основы интенсивного бесприжогового шлифования сталей и сплавов с учетом затупления инструмента: Дис. ... д-ра техн. наук. Л.: 1990. 388 с.
3. **Старшев Д. В.** Совершенствование процесса шлифования титановых сплавов прерывистыми кругами на базе математического моделирования механики и теплофизики процесса: Дис. ... канд. техн. наук. Ижевск: 2006. 147 с.
4. **Матюха П. Г.** Научные основы стабилизации выходных показателей алмазного шлифования с помощью управляющих воздействий на рабочую поверхность круга: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Харьков: 1996. 48 с.
5. **Точность** обработки при шлифовании / Э. Ф. Капанец, К. К. Кузьмич, В. И. Прибыльский, Г. В. Тилигузов // Под ред. П. И. Ящерицына. Минск: Наука и техника, 1987. 152 с.
6. **Маслов Е. Н.** Теория шлифования материалов. М.: Машиностроение, 1974.
7. **Сопротивление** материалов / Под общ. ред. акад. АН УССР Г. С. Писаренко. Киев: Вища школа, 1973. 672 с.

УДК 621.914.1

М. Г. ИГНАТОВ, А. Е. ПЕРМИНОВ, кандидаты технических наук,
Е. Ю. ПРОКОФЬЕВ
(Ступинский филиал "МАТИ" — РГТУ им. К. Э. Циолковского)

Влияние вектора вертикальной составляющей силы резания на точность и шероховатость обрабатываемой поверхности при встречном фрезеровании

Содержатся новые результаты экспериментального исследования встречного фрезерования. Показано, что для повышения точности и уменьшения шероховатости обрабатываемой поверхности можно изменять направление вертикальной составляющей силы резания, подбирая глубину фрезерования как функцию диаметра фрезы.

New results of experimental study of the oncoming mill operation have been presented. It has been shown that for raising the precision and lowering the roughness of work surface one can change the direction of vertical component of the cutting force by choice the milling depth as a function of the milling cutter diameter.

Известно, что на величины главной (окружной) P_z и радиальной P_y составляющих силы резания влияет глубина t фрезерования. В отличие от других методов механической обработки, например точения, при фрезеровании от глубины резания зависят не только величины, но и направления сил, в частности направление влияющей на точность и шероховатость обработанной поверхности вертикальной составляющей P^v силы резания.

Авторы работы[1] расчетным путем показали, что при встречном фрезеровании плоскости вертикальная составляющая P^v силы резания может быть направлена как вверх, так и вниз. Ее направление зависит от соотношения глубины t резания и диаметра D фрезы. Этот вывод подтверждается следующим простым расчетом, в результате которого может быть найдена глубина t резания, при которой сила $P^v = 0$.

Исходя из допущения, что результирующая сила P_{yz} действия фрезы на заготовку сосредоточена в середине дуги BC их контакта, найдем проекции окружной P_z и радиальной P_y составляющих сил на вертикальную ось:

$P_y\cos(\varphi/2) = P_z\sin(\varphi/2)$, где φ — угол контакта фрезы с заготовкой.

В случае равенства $P_y^v = P_z^v$ сила P_{yz} направлена горизонтально и вертикальная составляющая $P^v = 0$ (рис. 1, *а*).

Обозначим $P_y/P_z = k$, тогда

$$k\cos(\varphi/2) = \sin(\varphi/2). \qquad (1)$$

Функцию половины $(\varphi/2)$ аргумента выразим через функцию целого аргумента φ:

$$\sin\frac{\varphi}{2} = \sqrt{\frac{1-\cos\varphi}{2}};$$

$$\cos\frac{\varphi}{2} = \sqrt{\frac{1+\cos\varphi}{2}}.$$

Подставим эти выражения в равенство (1) и получим:

$$k\sqrt{\frac{1+\cos\varphi}{2}} = \sqrt{\frac{1-\cos\varphi}{2}}. \qquad (2)$$

Из $\Delta\ OBE$ имеем $\cos\varphi = OE/OB$, т. е.

$$\cos\varphi = \frac{R-t}{R} = 1 - \frac{t}{R}. \qquad (3)$$

Подставив выражение (3) в равенство (2), получим выражение $k\sqrt{1-\frac{t}{2R}} = \sqrt{\frac{t}{2R}}$, из которого найдем $t = 2R\frac{k^2}{1+k^2} = D\frac{k^2}{1+k^2}$.

Таким образом, при глубине резания $t = D\frac{k^2}{1+k^2}$ вертикальная составляющая сила $P^v = 0$, так как $P_y^v = P_z^v$ (см. рис. 1, *а*).

Если $t > D\frac{k^2}{1+k^2}$, то P^v направлена вверх, так как $P_y^v < P_z^v$ (рис. 1, *б*); если $t < D\frac{k^2}{1+k^2}$, то P^v направлена вниз, так как $P_y^v > P_z^v$ (рис. 1, *в*).

Глубина t резания, при которой сила $P_v = 0$, зависит от отношения $P_y/P_z = k$. Обычно принимают $k = 0{,}4 \div 0{,}6$. При $k = 0{,}4$ глубина резания $t = 0{,}14D$ (например, если $D = 35$ мм, то $t = 4{,}8$ мм); при $k = 0{,}5$ $t = 0{,}2D$; при $k = 0{,}6$ $t = 0{,}26D$.

Если глубина t резания больше указанных значений, то сила P^v направлена вверх, если меньше — вниз.

[1] **Игнатов М. Г., Бабин С. В., Перминов А. Е.** К вопросу об изменении вектора вертикальной составляющей силы резания при встречном фрезеровании // Вестник машиностроения. 2006. № 1. С. 75, 76.

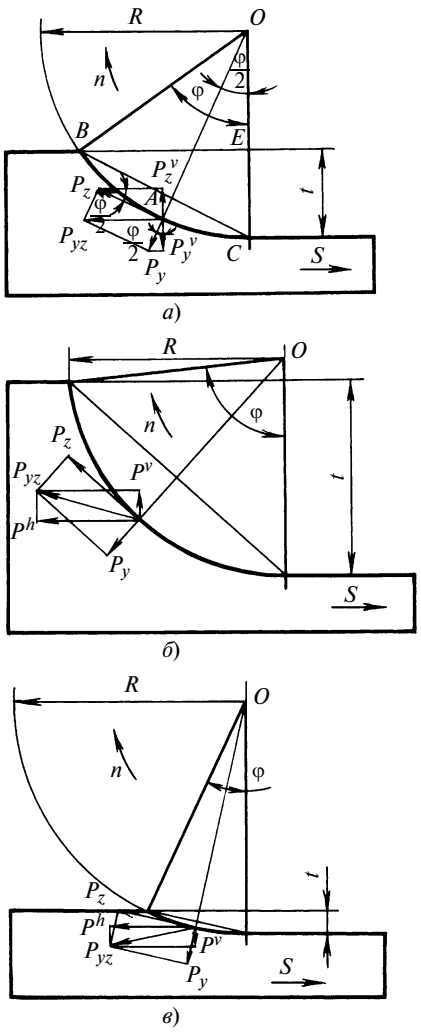


Рис. 1

Представленные расчеты были подтверждены проведенными авторами экспериментальными исследованиями зависимости вертикальной P^v и горизонтальной P^h составляющих силы резания от изменения глубины t резания в диапазоне $0{,}5 \div 6$ мм. Фрезерование проводили на специализированном фрезерном станке мод. СФ 676 концевой фрезой из быстрорежущей стали Р9М4 диаметром 35 мм с числом зубьев 6 и углом наклона стружечных канавок 30°. Обрабатываемый материал — конструкционная сталь средней прочности 38ХА (твердость $27 \div 34$ *HRC*). Силы резания измеряли универсальным динамометром УДМ600.

На рис. 2 приведены результаты экспериментов, проведенных на режимах фрезерования: частота вращения горизонтального шпинделя — 205 мин$^{-1}$, скорость резания — 23 м/мин; ширина фрезерования — 20 мм. Эксперименты показали, что с увеличением глубины t резания горизонтальная составляющая P^h возрастает (рис. 2, *а*), а вертикальная P^v сначала возрастает и направлена вниз, а затем снижается до нуля, изменяет направление на противоположное и снова возрастает (рис. 2, *б*).

Данное обстоятельство влияет на точность и шероховатость обработанной поверхности. При глубине резания $t = 5{,}5 \div 6$ мм, когда сила P^v, действующая со стороны фрезы на заготовку, направлена вверх, действительная глубина резания на $0{,}05 \div 0{,}15$ мм больше установленной по нониусу станка. Согласно третьему закону механики, вертикальная составляющая, действующая со стороны заготовки на фрезу, направлена противоположно, т. е. вниз. Вследствие упругих деформаций фреза затягивается в заготовку и снимает больший припуск.

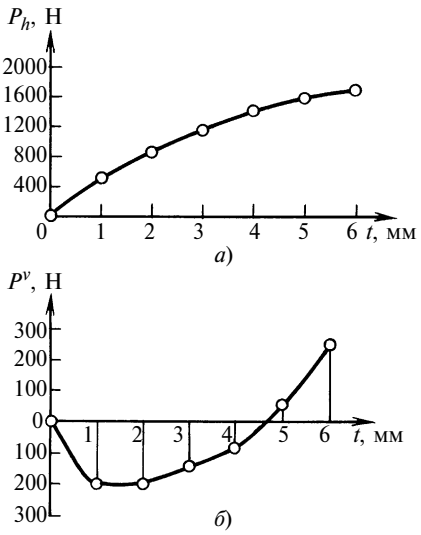


Рис. 2

Также наблюдается увеличение шероховатости обработанной поверхности с $Ra = 1{,}6$ мкм до $Ra = 3{,}2$ мкм и более, так как вертикальная составляющая силы резания P^v, действующая со стороны фрезы на заготовку, стремится оторвать ее от стола, в результате чего увеличиваются зазоры между столом станка и станиной, усиливаются вибрации.

Следовательно, для обеспечения заданных точности и шероховатости обработки необходимо назначать глубину резания с учетом диаметра фрезы таким образом, чтобы вертикальная составляющая силы резания была направлена вниз и прижимала заготовку к столу станка. Для этого чистовой проход рекомендуется выполнять при глубине фрезерования $t < Dk^2/(1 + k^2)$.

УДК 621.9.02

НГУЕН ТУАН ХИЕУ, А. В. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук
(МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Критерий затупления метчиков с внутренним размещением стружки

Приведены результаты исследований по уточнению характера величины изнашивания для метчиков с внутренним размещением стружки.

Investigation results on more precise definition of the wear magnitude for the taps with internal chip allocation are presented.

Опыт эксплуатации метчиков с внутренним размещением стружки (МВРС) (рис. 1) показал их преимущества по сравнению с обычными метчиками, в частности, снижение числа поломок инструмента, улучшенное центрирование заготовки в отверстии, что обеспечивает повышение точности нарезаемой резьбы.

Основным конструктивным отличием МВРС от обычных метчиков является наличие внутренней ци-

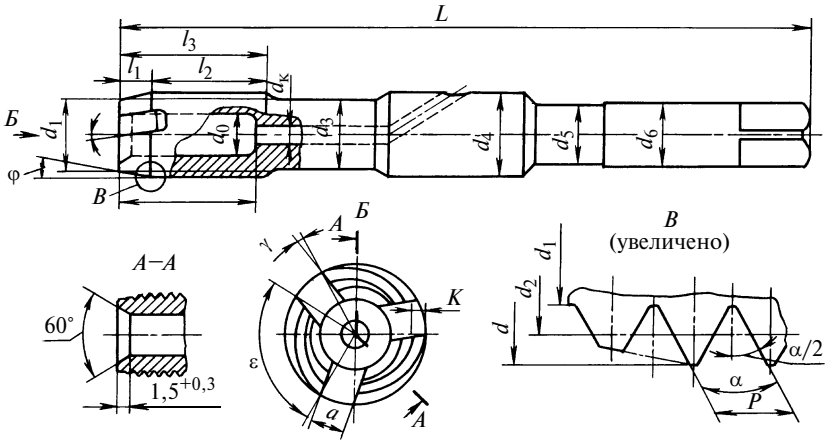


Рис. 1. Метчик с внутренним размещением стружки

Рис. 2. Износ режущих элементов МВРС

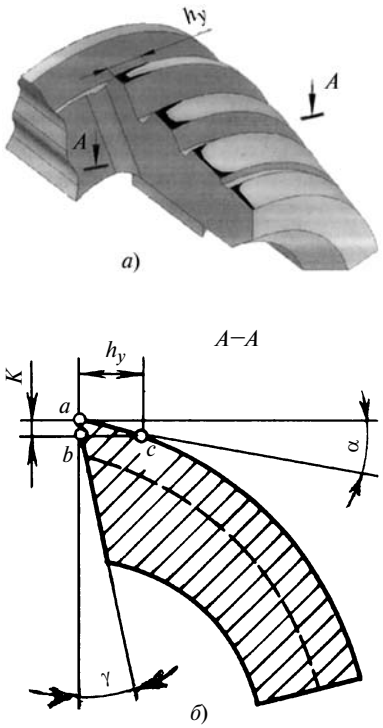


Рис. 3. Схема изнашивания МВРС (*а*) и расчетная схема для определения износа (*б*)

линдрической полости (диаметр d_0, длина l_0) для размещения и подачи СОЖ в зону резания. Ось полости совпадает с осью инструмента, что позволяет выполнить направляющую часть инструмента в виде непрерывной цилиндрической резьбовой поверхности. На цилиндрическом участке диаметром d_4 хвостовой части метчика размещается муфта и имеется канал для подачи СОЖ внутрь рабочей части метчика.

Критерием затупления МВРС является его допустимый предельный износ, который зависит от условий резания, инструментального и обрабатываемого материалов, конструктивных параметров и вида отказа инструмента.

При нарезании резьбы метчиком происходит изнашивание всех рабочих элементов режущих и калибрующих профилей инструмента. Исследования показали, что изнашивание МВРС происходит в основном по задней поверхности режущих элементов зубьев, наибольший износ наблюдается на последнем зубе (рис. 2), что характерно и для обычных метчиков. Были выполнены исследования по уточнению характера изнашивания и величины износа МВРС.

На рис. 3 приведены схема изнашивания МВРС и расчетная схема для определения износа. В результате изнашивания метчиков имеет место износ режущих и калибрующих профилей в радиальном направлении (см. рис. 3, *б*, фигура *abc*). Рассмотрим сечение последнего режущего профиля метчика, проходящее через главное режущее лезвие перпендикулярно оси инструмента. Существует связь между износом h_y по задней поверхности режущей части метчика и износом K в радиальном направлении: $K = h_y \mathrm{tg}\alpha$.

Будем считать, что $\gamma = 0°$, $\lambda = 0°$ (см. рис. 1).

В качестве критерия затупления метчиков принят максимальный износ задней поверхности последнего режущего элементарного зуба.

При экспериментальном исследовании изменяли диаметр метчика, шаг и скорость резьбонарезания,

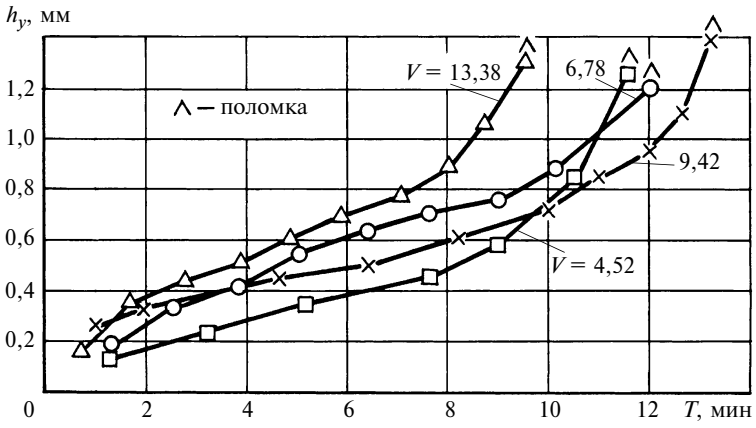


Рис. 4. Зависимости износа h_y от времени T резания при разной скорости резания МВРС М12 × 1,75 без СОЖ при φ = 12°

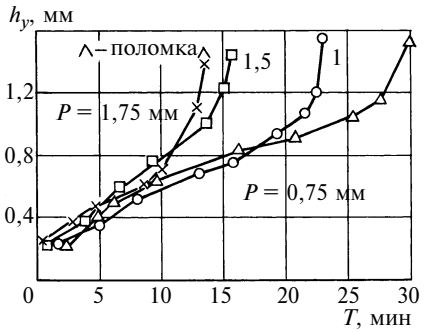


Рис. 5. Зависимости износа h_y от времени T резания при разной скорости резания МВРС М12 без СОЖ при $\varphi = 12^\circ$ и $v = 9{,}42$ м/мин

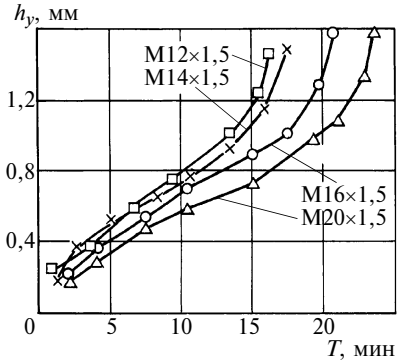


Рис. 6. Зависимости износа h_y от времени T резания при разной скорости резания МВРС без СОЖ при $\varphi = 12^\circ$ и $v = 9{,}42$ м/мин

кроме того, резьбонарезание осуществляли с применением и без применения СОЖ. Использовалась широко применяемая в машиностроении сталь марки 45 (ГОСТ 1050—88, 185÷190 НВ), рекомендуемая для проведения стойкостных испытаний инструмента в соответствии с ГОСТ 3449—84.

Были получены зависимости изменения износа h_y от времени T при различной скорости v резания для МВРС М12 × 1,75 (рис. 4). Резьбонарезание осуществляли без СОЖ. Скорость резания изменялась от 4 до 14 м/мин. Износ метчиков определяли после каждых 20 нарезанных отверстий. Испытания проводили до поломки метчиков или появления обширных сколов режущих зубьев, что обычно предшествует поломке или потере точности инструмента. Было установлено, что при резьбонарезании МВРС оптимальная скорость v = 9,42 м/мин.

В ходе испытаний были получены зависимости изменения износа h_y от времени T резания при разной скорости резания МВРС М12 без СОЖ (рис. 5). В интервале 1 мм $\leqslant h_y \leqslant$ 1,2 мм наблюдаются перегибы кривых полученных зависимостей. С уменьшением шага обработки стойкость инструмента увеличивается.

На рис. 6 показаны зависимости изменения износа h_y от времени T резания при разной скорости резания МВРС без СОЖ. Точки перегиба кривых зависимостей смешаются по оси ординат (значения параметра h_y от 1 до 1,5 мм) при увеличении диаметра резьбы от 12 до 20 мм. При использовании СОЖ интенсивность изнашивания значительно уменьшается (рис. 7).

Экспериментальным путем были установлены значения параметра износа для различных МВРС (таблица), а также зависимости скорости изнашивания МВРС от скорости резания, шага резьбы, диаметра метчика и наличия СОЖ.

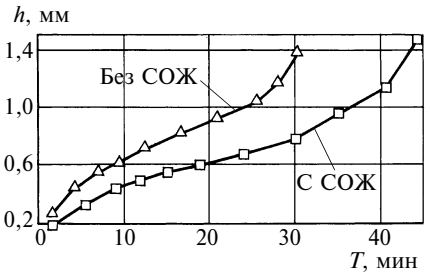


Рис. 7. Влияние СОЖ на изнашивание МВРС М12 × 0,75 при $\varphi = 12^\circ$ и $v = 9{,}42$ м/мин

Критерии затупления МВРС

Метчик	h_y, мм
М12 × 0,75	1,2
М12 × 1	1,2
М12 × 1,5	1,2
М12 × 1,75	1
М14 × 1,5	1,2
М16 × 1,5	1,3
М20 × 15	1,5

Минимальная скорость изнашивания МВРС наблюдалась в диапазоне скоростей резания от 9 до 12 м/мин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Башков В. М., Кацев П. Г.** Испытания режущего инструмента на стойкость. М.: Машиностроение, 1985. 136 с.

2. **Грановский Г. И.** Методики экспериментальных исследований по определению исходных данных для разработки общемашиностроительных нормативов режимов резания по основным видам обработки. М.: НИИмаш, 1982. 158 с.

УДК 621.771.23

Е. А. ЛЕСЮК, канд. техн. наук, В. П. АЛЕХИН, КИМ ЧАНГ СИК (МГИУ)

Влияние режима ультразвуковой упрочняющей обработки на качество обрабатываемой поверхности

Представлены результаты микрогеометрии рельефов и твердости поверхностей образцов из конструкционных и инструментальных сталей, прошедших упрочняющую ультразвуковую обработку (УЗО). Установлены их зависимости от параметров УЗО.

Results of the relief microgeometry and of the surfaces hardness of samples from structural and tool steels after the reinforcing ultrasonic treatment have been presented. The dependencies of these parameters on the ultrasonic treatment regimes have been stated.

При эксплуатации различной техники значительные потери связаны с преждевременным выходом из строя деталей машин и инструментов в результате циклических нагрузок. Важнейшим фактором, определяющим долговечность деталей, является качество их поверхностного слоя. Качество контактирующих поверхностей деталей оказывает большое влияние на параметры трения и изнашивания, долговечность, уровень шума, КПД машин и механизмов, в состав которых они входят. В настоящее

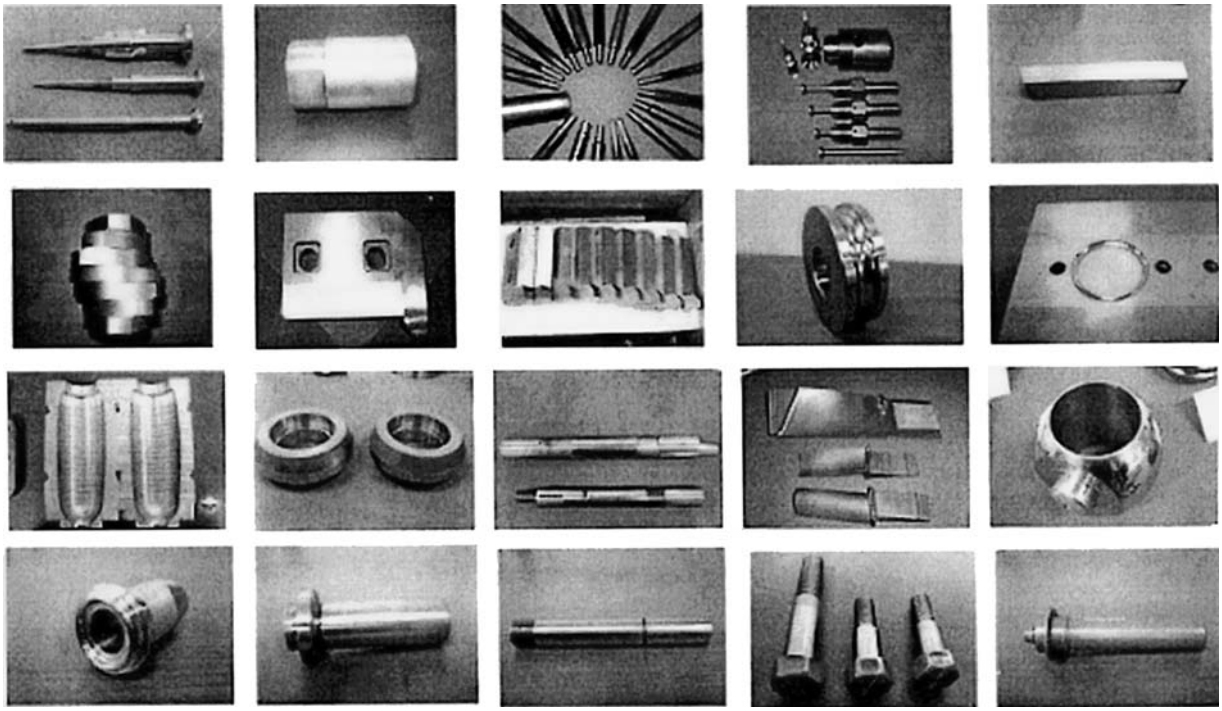


Рис 1. Ассортимент обработанных деталей

время наиболее перспективным методов улучшения качества поверхностей деталей является импульсная упрочняющая ультразвуковая обработка (УЗО).

УЗО основана на использовании энергии механических колебаний индентора с частотой 20 кГц (ультразвук) и амплитудой 0,5÷50 мкм. Энергия в зону обработки передается посредством статического усилия, действующего со стороны инструмента на поверхность обрабатываемой детали. В состав оборудования для УЗО входят: источник питания, орган управления процессом обработки, механическая колебательная система, привод давления.

Для обработки крупногабаритных изделий сложной формы из конструкционных и инструментальных сталей стандартное оборудование для УЗО дополнили системой охлаждения поверхности детали, обеспечивающей термическую стабильность формируемых в процессе обработки нанокристаллических структур с зернами 5÷10 нм, что привело к существенному повышению твердости и прочности поверхностных слоев обрабатываемых деталей [1, 2].

Новая технология на основе УЗО отработана на реальных деталях различной конфигурации: цилиндрических, сферических, винтовых и более сложных (авиационные турбинные лопатки, штампы и др.) (рис. 1). Кроме того, экспериментально исследовали крупногабаритные детали. Так, например, был успешно обработан вал прокатного стана массой 5200 кг диаметром 800 мм с рабочей частью диаметром 1500 мм из закаленной стали 4Х5МФ1С [3, 4].

Разработанная технология позволяет выполнять не только поверхностное упрочнение, но и финишную обработку, после которой параметры микрорельефа поверхности измеряются в сотых долях микрометра. При этом важно то, что данный метод позволяет получать поверхности с заданными шероховатостью и маслоемкостью, определяемой размерами, формой и плотностью масляных карманов, путем изменения соответствующих технологических параметров процесса УЗО.

При отработке новой технологии исследовали влияние основных параметров УЗО (амплитуды $2A$ колебаний индентора, статического усилия $P_{ст}$, окружной скорости v обрабатываемых образцов, подачи S, диаметра D сферического индентора) на микрорельеф и твердость поверхности. Исследовали образцы из сталей марок: Ст3, 10, 45, У8, У12 и армко-железа.

Цилиндрические образцы диаметром 20 мм обрабатывали на универсальном токарном станке, на суппорте которого устанавливали устройство для УЗО.

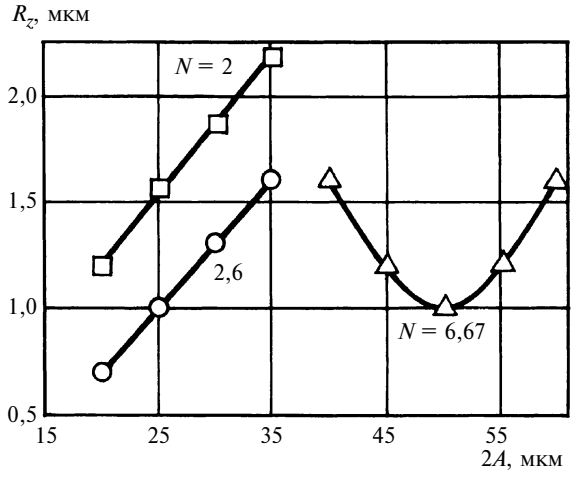


Рис. 2. Зависимости амплитуды $2A$ колебаний индентора от параметра Rz шероховатости поверхности упрочненного образца из стали 45 для инденторов с различными коэффициентами N усиления: режим обработки: D = 10 мм; v = 40 м/мин; S = 0,07 мм/об; $P_{ст}$ = 50 Н

На рис. 2 показано влияние амплитуды $2A$ колебаний индентора на значение параметра шероховатости Rz поверхности упрочненных образцов из стали 45. Так, вначале для индентора с коэффициентом усиления $N = 6{,}67$ при увеличении амплитуды колебаний параметра Rz уменьшается, а затем возрастает. Это объясняется тем, что с увеличением амплитуды возрастает энергия удара, которая при некотором критическом значении вызывает перенапряжение материала (контактную усталость), в результате чего в тонком поверхностном слое возникают микротрещины, происходит так называемое шелушение.

Изменение статического усилия также влияет на микрорельеф поверхности — изменяются степень и глубина наклепа, напряжения, возникающие в поверхностном слое, а также физико-механические свойства материала. Это обусловлено характером образования поверхностного слоя при пластическом деформировании. Величина статического усилия определяет производительность обработки, подачу и частоту вращения детали, число проходов. Таким образом, статическое усилие является определяющим параметром технологического режима УЗО, посредством которого можно управлять процессом упрочнения поверхностного слоя детали. Недостаточное статическое усилие не обеспечивает нужную деформацию поверхностного слоя. Увеличивая параметр $P_{ст}$, можно улучшать параметры микрорельефа обрабатываемой поверхности, но до определенного предела. Чрезмерное увеличение статического усилия приводит не только к ухудшению шероховатости, но и к разрушению поверхностного слоя — перенаклепу.

Сложность определения оптимальной величины статического усилия обусловлена тем, что этот параметр зависит от ряда взаимосвязанных факторов: механических свойств обрабатываемого материала, исходной и требуемой шероховатостей поверхности, размера детали, диаметра индентора, подачи и частоты вращения детали, амплитуды колебаний инструмента и т. д.

Статическое усилие должно быть тем больше, чем меньше пластичность материала детали, выше исходная шероховатость, больше диаметры упрочняемой детали и индентора (это ведет к увеличению пятна контакта и снижению напряжений в деформируемой зоне), больше подача и частота вращения детали и чем меньше амплитуда колебаний индентора.

На рис. 3 приведены зависимости изменения параметра Rz шероховатости поверхности упрочненных образцов из стали 45 от статического усилия $P_{ст}$ при различных диаметрах индентора. При упрочнении образца индентором диаметром до 10 мм улучшается параметр Rz до $P_{ст} = 50$ Н, а при диаметре индентора до 15 мм — до $P_{ст} = 100$ Н. Дальнейшее увеличение статического усилия (до 200 Н) приводит к резкому ухудшению шероховатости обрабатываемой поверхности и даже к разрушению поверхностного слоя. Это связано с тем, что уменьшается площадь контакта (при $P_{ст} = \text{const}$) и соответственно резко возрастают контактные напряжения, что приводит к более быстрому перенаклепу.

Причина немонотонности функции $Rz = f(P_{ст})$ заключается в следующем. При малых значениях $P_{ст}$ передается недостаточное количество энергии. С увеличением $P_{ст}$ передаваемая энергия увеличивается и повышается степень деформации, происходит сглаживание микронеровностей. При дальнейшем увеличении $P_{ст}$ в поверхностном слое возникают напряжения, превышающие предел прочности материала, что приводит к перенаклепу, шелушению и ухудшению параметров шероховатости.

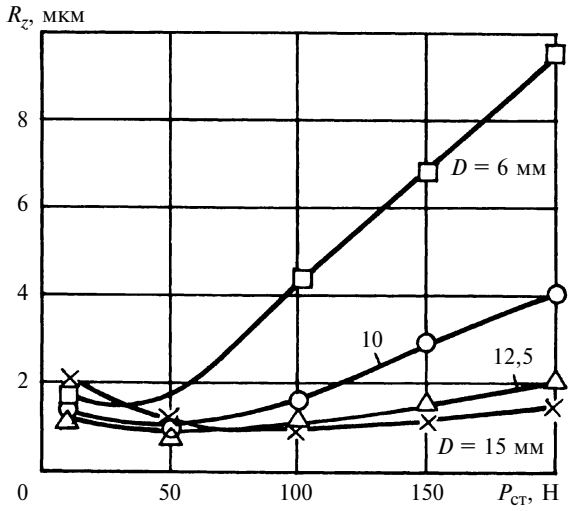


Рис. 3. Зависимости параметра Rz шероховатости поверхности упрочненных образцов от статического усилия $P_{ст}$ при различных диаметрах D индентора:
$v = 40$ м/мин; $S = 0{,}07$ мм/об

При упрочнении деталей из мягких сталей типа армко-железа и 10 шероховатость поверхности в значительной степени ухудшается из-за образования явно выраженного "валка" выдавленного материала.

На рис. 4 представлены зависимости изменения параметра Rz от скорости v образца для различных марок сталей. Чем ниже в материале содержание углерода, тем сильнее перенаклеп.

Исследованиями установлено, что увеличение числа ударов на единицу упрочняемой поверхности посредст-

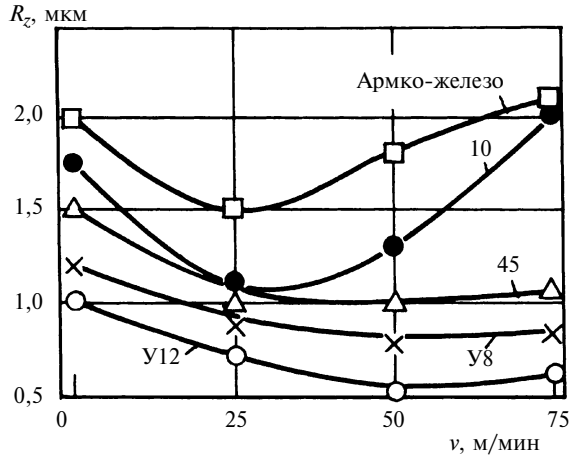


Рис. 4. Зависимости параметра Rz от окружной скорости v образца для различных сталей:
$P_{ст} = 50$ Н; $2A = 20$ мкм; $S = 0{,}07$ мм/об; $D = 10$ мм

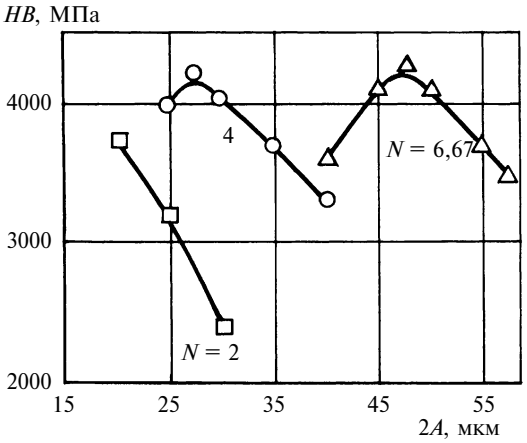


Рис. 5. Зависимости микротвердости *HB* поверхности обработанного образца из стали 45 от амплитуды 2*A* колебаний индентора при различных значениях коэффициента усиления *N*:
$P_{ст}$ = 50 Н; v = 40 м/мин; S = 0,07 мм/об; D = 10 мм

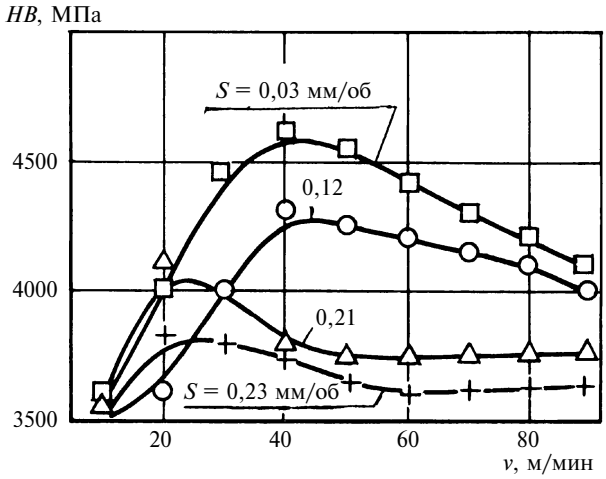


Рис. 6. Зависимости микротвердости *HB* поверхности обработанного образца из стали 45 от его скорости *v* и подачи *S*:
$P_{ст}$ = 50 Н; 2A = 20 мкм; D = 10 мм

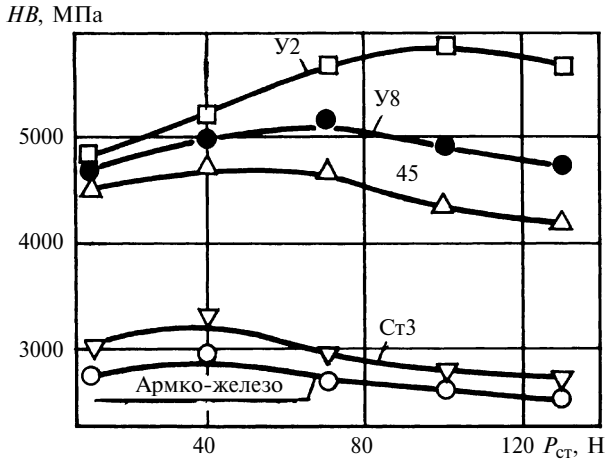


Рис. 7. Зависимости микротвердости *HB* поверхности обработанного образца от статической нагрузки $P_{ст}$ для различных материалов:
D = 10 мм

вом повторных проходов мало влияет на микрорельеф обрабатываемой поверхности при оптимальном режиме упрочнения, который обусловливают статическое усилие, амплитуда колебаний индентора, подача и частота вращения образца, диаметр индентора. Если при первом проходе исходные микронеровности не были полностью деформированы, то повторные проходы улучшают шероховатость поверхности. При оптимальных режимах упрочнения или переупрочнении повторные проходы ухудшают шероховатость поверхности.

При выборе подачи ультразвукового инструмента необходимо учитывать, что диаметр отпечатка индентора должен быть таким, чтобы площади единичных ударов полностью перекрывались, так как в противном случае на поверхности останутся необработанные участки.

На рис. 5—7 представлены зависимости изменения микротвердости обработанной поверхности от амплитуды 2A колебаний индентора, скорости v образца, коэффициента N усиления соответственно при различных значениях статического усилия $P_{ст}$, подачи S и обрабатываемого материала. Микротвердость определяли микротвердомером фирмы Struers. Стабильность результатов измерений получена при нагрузке 1 Н и времени воздействия 5 мин. Наличие экстремума (максимума) на всех представленных зависимостях обусловлено тем, что при увеличении параметров (2A, $P_{ст}$, v и S) режима обработки возникает переупрочнение (перенаклеп и контактная усталость). Причем переупрочнение проявляется тем раньше, чем меньше содержание углерода в обрабатываемом материале и, соответственно, больше его способность к деформационному сжатию (рис. 7).

Таким образом, определено влияние основных технологических параметров УЗО на микрорельеф и твердость поверхности обрабатываемого материала. Установлено, что полученные зависимости имеют две области, разделенные экстремумами — максимум для микротвердости и минимум для шероховатости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Алехин В. П., Лесюк Е. А.** Исследование влияния охлаждения рабочей пары инструмент—деталь при ультразвуковой упрочняющей обработке на структуру и прочностные свойства обработанных поверхностей // V Российско-японский семинар "Перспективные технологии и оборудование для материаловедения, микро- и наноэлектроники". Саратов: СПУ, 2007. С. 309—314.

2. **Алехин В. П., Лесюк Е. А.** Оптимизация технологической схемы ультразвуковой упрочняющей обработки материалов // Вторая международная конф. "Деформация и разрушение материалов и наноматериалов". М.: ИМЕТ РАН, 2007. С. 216—218.

3. **Алехин В. П.** Физические закономерности поверхностной упрочняющей обработки материалов с использованием ультразвука // XV Международная конф. "Физика прочности и пластичности материалов". Тольятти, 2003. С. 77—79.

4. **Новая** нанотехнология поверхностной упрочняющей обработки инструментальных сталей / В. П. Алехин, Е. А. Лесюк, А. И. Капранова и др. // IV Российско-японский семинар "Перспективные технологии и оборудование для материаловедения, микро- и наноэлектроники". Астрахань: АГУ, 2006. С. 108—114.

УДК 621.91.01

С. И. ТАХМАН, канд. техн. наук (Курганский ГУ)

Разработка единых моделей процесса изнашивания инструментальных твердых сплавов

Показано, что при рассмотрении контактных явлений в процессе резания распространение термомеханических подходов на инструментальный материал позволяет уточнить механизм изнашивания поверхностей режущего клина и разработать расчетные модели показателей износостойкости твердосплавных инструментов при их изнашивании по задним поверхностям.

It has been shown that under considering of the contact phenomena in the cutting process the expansion of thermomechanical approaches on a tool material allows to define more exactly the wedge's cutting surfaces wear-out mechanism and to elaborate the models of the abrasion resistance indices of the cemented-carbide tools at their wear-out along the end flanks.

Работы Д. М. Гуревича [1, 2] по исследованию процессов изнашивания твердосплавных инструментов доказали, что продукты износа резца состоят в основном из карбидных или нитридных кристаллических пластинчатых частиц различной толщины. Атомные слои в структуре этих частиц ориентированы параллельно изнашиваемой поверхности. При сдвиговой деформации материал с такой структурой легко разрушается, особенно при наличии растягивающего напряжения между атомными слоями.

Так как при изготовлении твердых сплавов в карбидных зернах атомные слои ориентированы хаотично, а перед разрушением контактного слоя инструмента в формирующихся частицах износа они ориентированы одинаково, то процесс их переориентации может быть только дислокационным. При этом направление перемещений дислокаций и их размножение при деформировании в каждом зерне задается полем напряжений от внешней нагрузки, а скорость движения дислокаций определяется температурой. Подобные процессы происходят и в связке только с той разницей, что при одинаковых условиях нагружения материал связки может деформироваться пластически. Для внутренней поднастройки структуры контактных слоев инструментального материала перед разрушением требуется определенное время.

Кроме того, внешняя нагрузка от сил трения приводит к малым наклонам разделенных прослойками связки жестких карбидных зерен контактного слоя, взаимодействующего с обрабатываемым материалом, и разделенных прослойками связки (рис. 1). В паре "карбид—связка" имеет место высокая смачиваемость. Наклон карбидных зерен зависит от толщины прослойки связки и степени деформации материала связки. При этом наклоненные поверхностные зерна создают определенный субмикрорельеф изнашиваемой поверхности инструмента. Выступающий участок наклоненного зерна контактного монослоя (слой в одно зерно) со стороны движущегося обрабатываемого материала представляет собой в некотором роде защемленную балку, в заделке которой возникают наибольшие растягивающие напряжения. Очевидно, что зарождение усталостной трещины в карбидном зерне поверхностного слоя начинается на уровне заделки так называемой балки, т. е. на глубине субмикрорельефа изнашиваемой поверхности, что и обусловливает толщину пластинчатых частиц износа твердого сплава. Когда субмикротрещина достигнет определенной длины из-за высокой скорости ее распространения, оценивая время нахождения частицы износа на поверхности инструмента, время растрескивания карбидного зерна можно не учитывать. Такой механизм разрушения материала можно назвать усталостным.

На основании такого представления механизма изнашивания за показатель интенсивности процесса можно принять скорость смещения контактной поверхности по нормали в теле инструмента. Тогда в каждой точке контактной поверхности инструмента скорость изнашивания должна оцениваться толщиной удаленного с нее слоя инструментального материала за единицу времени. Любые другие параметры износостойкости могут быть рассчитаны по введенному показателю или усреднены на периоде стойкости инструмента. Такие показатели в дифференциальной форме выражают через время τ существования будущей частицы износа на контактной поверхности режущего клина и соответствующую константу. Так, приращение длины пути резания $\Delta l = v\tau$, где v — скорость резания; приращение площади обработанной поверхности $\Delta F = vS\tau$, где S — подача на один оборот; приращение объема удаленного материала $\Delta V = vSt\tau$, где t — глубина резания; число изготовленных деталей $Q = [vS/(l_д b_д)]\tau$, где $l_д$ и $b_д$ — соответственно длина и ширина обрабатываемой поверхности детали.

Как правило, изменение глубины лунки износа на передней поверхности инструмента отсчитывается по нормали к изнашиваемой поверхности инструмента только в начальный период изнашивания режущего

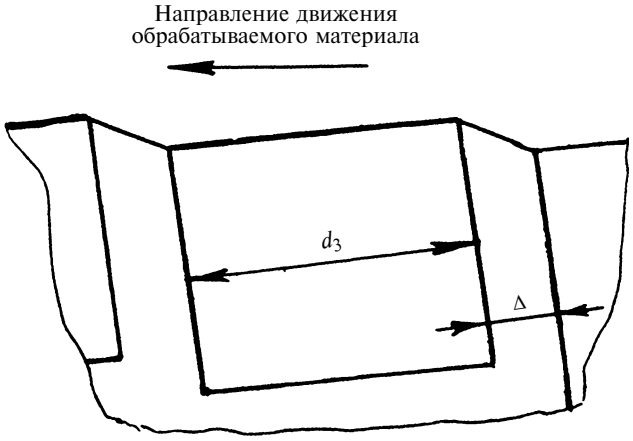


Рис. 1. Наклоненные карбидные зерна в контактном слое

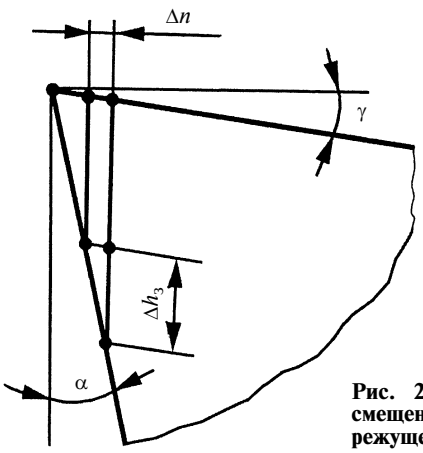


Рис. 2. Схема для расчета смещения фаски износа по режущему клину

клина. После возникновения лунки положения нормалей в различных точках ее поверхности практически не учитываются. Только износ по фаске на задних поверхностях сохраняет постоянное направление нормалей к поверхности контакта, так как фаска в процессе резания притерта к поверхности резания. Поэтому изнашивание режущего клина по задним поверхностям можно считать достаточно точной расчетной моделью при изучении механизма изнашивания. Такая модель может быть принята как дифференциальная и распространена на более сложные случаи изнашивания.

Интенсивность $\delta_n = \mathrm{d}n/\mathrm{d}\tau$ изнашивания задних граней режущего клина по нормали к фаске можно пересчитать на интенсивность $\delta = \mathrm{d}h_з/\mathrm{d}\tau$ изнашивания вдоль поверхности износа, используя соотношения между размерами фаски износа и приращениями толщины n изношенного слоя инструментального материала и шириной $h_з$ фаски износа в двух положениях, соответствующих времени τ резания и его приращению $\Delta\tau$ (рис. 2):

$$K_n = \mathrm{ctg}\alpha - \mathrm{tg}\gamma = \frac{h_з}{n} = \frac{h_з + \Delta h_з}{n + \Delta n} = \\ = \frac{\Delta h_з}{\Delta n} = \frac{\Delta h_з/\Delta\tau}{\Delta n/\Delta\tau} = \frac{\delta}{\delta_n}. \qquad (1)$$

Так как проще определять фаску износа задней поверхности инструмента, то все зависимости для расчета любой интенсивности изнашивания следует привести к интенсивности изнашивания фаски по времени резания, например, из уравнения (1) $\delta_n = \delta/K_n$.

В трибологии расчет интенсивности изнашивания индентора (более твердого элемента контакта) относят не к времени, а к длине пути трения пройденного контртелом (более мягким элементом контакта). При изнашивании задней поверхности инструмента аналогом данного пути является путь резания, пройденный режущим инструментом в обрабатываемом материале за время τ со скоростью υ: $l_\mathrm{p} = \upsilon\tau$.

Тогда интенсивность изнашивания по длине пути трения и по нормали соответственно:

$$\delta_L = \mathrm{d}h_з/\mathrm{d}l_\mathrm{p} = \mathrm{d}h_з/(\upsilon\mathrm{d}\tau) = \delta/\upsilon;$$

$$\delta_{Ln} = \mathrm{d}n/\mathrm{d}l_\mathrm{p} = \mathrm{d}n/(\upsilon\mathrm{d}\tau) = \delta_n/\upsilon = \delta/(K_n\upsilon).$$

Эти показатели безразмерные, причем δ_{Ln} при сравнении с общепринятыми трибологическими показателями пар трения можно считать наиболее обоснованным [3].

На прочность инструментального материала значительное влияние оказывает температура контакта, которая при заданных обрабатываемым материалом контактных напряжениях в большей степени определяет коэффициент снижения сопротивления разрушению структурных составляющих материала, чем это указано в справочных материалах, полученных при стандартных испытаниях. Из-за небольшой толщины контактного монослоя поверхностей износа твердого сплава можно считать, что его температура равна температуре в анализируемой точке поверхности контакта. Таким образом, для моделирования процессов изнашивания поверхностей инструмента необходимо знать распределение температур на контактных поверхностях. Вывод и обоснование математической модели для расчета температур фаски износа будут рассмотрены в другой публикации.

Толщина частиц износа и их количество в контактном монослое твердого сплава, а также время нахождения монослоя на контактной поверхности обусловлены прочностными свойствами связки как наиболее легкоплавкого элемента структуры инструментального материала. Связкой могут быть металлы — в твердых сплавах, сплавы — мартенситная матрица в быстрорежущих сталях, модифицированный инструментальный материал на границах зерен — оплавленная поверхность порошков в минералокерамике или загрязненные примесями границы поликристаллов в сверхтвердых сплавах (СТМ) и в нанесенных покрытиях. Прочностные свойства границ зерен покрытий, минералокерамики и СТМ неизвестны, поэтому эти варианты не рассматриваются. Имеющиеся справочные данные [4] по прочности и пластичности химических элементов, их смесей и соединений, которые используют в качестве связок в твердых сплавах, позволили обобщить их частные температурные зависимости в единую зависимость в безразмерных координатах (рис. 3). При этом было учтено, что кобальт самостоятельно образует связку (или ее основу в легированных связках), никель в связке остается работающим материалом, так как молибден из никелемолибденовой связки при изготовлении твердых сплавов практически весь переходит в сложные карбиды зерен безвольфрамовых твердых сплавов [5].

На рис. 3 представлены зависимости изменения показателей: модуля упругости $E_{\mathrm{св}}/E_{\mathrm{св}0}$ и истинной прочности $S_\mathrm{в}^{\mathrm{св}}$, где $S_\mathrm{в}^{\mathrm{св}}$ — истинная прочность при определенной температуре; $S_{\mathrm{в}0}^{\mathrm{св}}$ — истинная прочность при нормальной температуре, от гомологической температуры $T/T_S^{\mathrm{св}}$ связки, где T — абсолютная температура поверхности износа; $T_S^{\mathrm{св}}$ — абсолютная температура плавления материала связки, с учетом легирования связки карбидами или нитридами материала зерен в процессе изготовления твердых сплавов. Значения для кобальта и никеля находятся на одной кривой [3], что отражает структурные особенности металлов "железного семейства" VIII группы Периодической системы химических элементов. Эмпирическая зависимость $S/S_\mathrm{в}^{\mathrm{св}}$ склады-

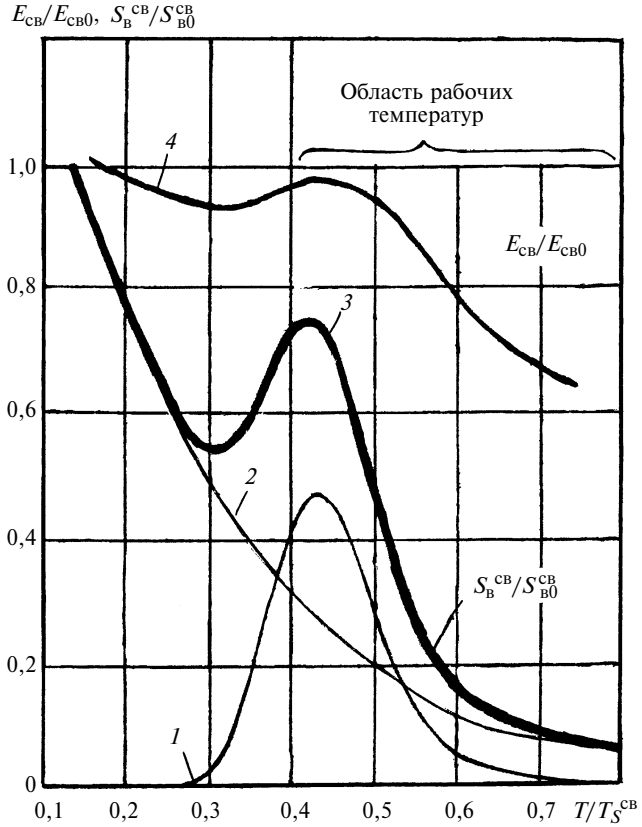


Рис. 3. Зависимости изменения модуля упругости $E_{св}/E_{св0}$ (*4*) и истинной прочности $S_в^{св}/S_{в0}^{св}$ (*3*) от гомологической температуры $T/T_s^{св}$ (*1*, *2* — составляющие эмпирической зависимости $S/S_в^{св}$)

вается из кривых *1* и *2*. Эта зависимость в диапазоне гомологических температур от 0,3 до 0,8 с точностью в 5 % для каждой связки принята в качестве температурного коэффициента:

$$K'_\theta = S_в^{св}/S_{в0}^{св} \cong \exp(-88T/T_S^{св}) \times$$

$$\times [1{,}88\exp(83{,}5T/T_S^{св}) + (6{,}17T/T_S^{св})],$$

где $\exp(-88T/T_S^{св})$ — первая составляющая эмпирической зависимости (см. рис. 3, кривая *2*); $[1{,}88\exp(83{,}5T/T_S^{св}) + (6{,}17T/T_S^{св})]$ — вторая составляющая (см. рис. 3, кривая *1*).

Твердые сплавы из-за своей хрупкости работают при меньших подачах и при больших скоростях, чем быстрорежущие стали, что исключает наростообразование. Поэтому, как правило, изнашивание твердосплавного инструмента происходит по задним поверхностям режущего клина с формированием фаски, притертой к поверхности резания и к обработанной поверхности детали. Данный механизм изнашивания имеет место при разрушении как хрупком (карбидные и карбонитридные зерна инструментальных твердых сплавов), так и пластичном (связка). Образование частиц износа происходит при послойном удалении материала с карбидного зерна. При этом суммарное время нахождения на контактной поверхности всех частиц износа с зерна контактного монослоя определяет интенсивность его изнашивания в заданных условиях обработки. При усталостном разрушении связки наибольшее растягивающее напряжение действует под контактным монослоем зерен, и карбидное зерно от сплава отделяется целиком, если с него еще не удалена ни одна частица, или остаток зерна, если само зерно уже испытало разрушение. Независимо от этого, время нахождения такого зерна на контактной поверхности сплава, определяющее интенсивность изнашивания при разрушении связки, следует рассчитывать как при удалении целого зерна. Что касается расчета, усталостное разрушение твердого сплава и по зернам, и по связке альтернативны. Реализуется же вариант усталостного разрушения более высокой интенсивности изнашивания.

Учет влияния температуры на прочность твердых сплавов позволил связать интенсивность изнашивания задних поверхностей резцов с изменением температуры фаски по мере нарастания износа и получить зависимости [3], описывающие интенсивность нормального изнашивания режущего клина по длине пути резания в двух вариантах усталостного разрушения сплава от конкретных условий контакта инструмента и обрабатываемой детали. Полученные зависимости учитывают структуру твердосплавного режущего клина, напряжение трения на фаске износа, прочностные свойства упрочненного материала связки при нормальной температуре и температуру контакта:

при разрушении по карбидным зернам с отделением чешуек износа:

$$\delta_{Ln} = 2{,}8810^7 \frac{a_з}{L_1} \frac{\Delta/a_з}{1+\Delta/a_з} \left(\frac{\mu'\sigma_{Tом}}{\overline{q}_0 S_{в0}^{св} K'_\theta}\right)^2 \times$$

$$\times \left(\frac{\sqrt{\lambda_{ом} C_{Vом}/(\lambda_1 C_{V1})}}{\overline{q} S_в^{ом}/S_в^1}\right)^4; \qquad (2)$$

при разрушении связки под контактным монослоем карбидных зерен на поверхности фаски с отделением целого зерна:

$$\delta_{Ln} = 8 \cdot 10^{-5} \frac{a_з}{L_1} \frac{\Delta/a_з}{1+\Delta/a_з} \frac{\mu'\sigma_{том}}{\overline{q}_0 S_{в0}^{св} K'_\theta} \times$$

$$\times \left(\frac{\overline{q} S_в^{ом}/S_в^1}{\sqrt{\lambda_{ом} C_{Vом}/(\lambda_1 C_{V1})}}\right)^2; \qquad (3)$$

при разрушении связки под контактным монослоем карбидных зерен на поверхности фаски с отделением целого зерна:

$$\delta_{Ln} = 8 \cdot 10^{-5} \times$$

$$\times \frac{a_з}{L_1} \frac{\Delta/a_з}{1+\Delta/a_з} \frac{\mu'\sigma_{том}}{\overline{q}_0 S_{в0}^{св} K'_\theta} \left(\frac{\overline{q} S_в^{ом}/S_в^1}{\sqrt{\lambda_{ом} C_{Vом}/(\lambda_1 C_{V1})}}\right)^2. \qquad (4)$$

Здесь $a_з$ и Δ — среднестатистические размеры твердых зерен и толщины слоя связки; $\mu'\sigma_{Tом}$ — напряжение трения в конкретной точке на изнашиваемой поверхности; $\overline{q}_0 S_{в0}^{св}$ — истинная прочность связки при нормальной температуре с учетом коэффициента скоростного упрочнения; $\lambda_{ом}$, $C_{Vом}$, $\overline{q}_0 S_в^{ом}$ — соответственно

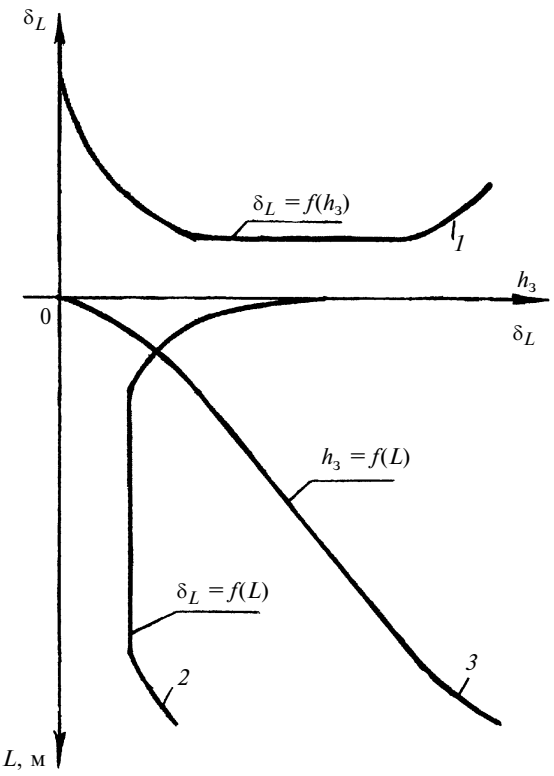


Рис. 4. Кинетическая зависимость изнашивания задних поверхностей инструмента (*1*) и соответствующие зависимости изменения интенсивности изнашивания от времени резания (*2*) и ширины фаски износа (*3*)

теплопроводность, объемная теплоемкость и истинная прочность обрабатываемого материала с учетом коэффициента деформационного упрочнения. Для получения безразмерных величин использовали единичные значения длины, напряжения, теплопроводности и объемной теплоемкости (индекс 1).

Анализ результатов расчетов по формулам (2) и (3) позволил определить механизм изнашивания твердосплавного инструмента, что дало возможность прогнозировать ожидаемый период стойкости и любой другой показатель износостойкости для заданного режима обработки при известном критерии износа (максимально допустимого по всем ограничениям измеряемого износа). Для этого необходимо знать закономерность изменения температуры контакта при увеличении износа до критериального значения. Усредняя значения температуры в пределах изменения износа до критериального, можно по соответствующей формуле приближенно рассчитать период стойкости. При усреднении по выделяемым стадиям изнашивания в пределах соответствующих фасок износа прогнозируемое значение показателя износостойкости можно определить более точно. Наиболее точное значение можно получить интегрированием кривой изменения интенсивности изнашивания.

Для разработки математической модели или более точного разделения процесса изнашивания по стадиям необходимо уточнить характер распределения температуры контакта на поверхности режущего клина.

На рис. 4 приведены характерная кинетическая зависимость изнашивания задних поверхностей инструмента – зависимость ширины фаски износа от времени резания, и соответствующая ей полученная дифференцированием зависимость интенсивности изнашивания от времени резания, которая перестроена в зависимость интенсивности изнашивания от ширины фаски износа. Так как интенсивность изнашивания является функцией температуры изнашиваемой поверхности резца, то полученные зависимости определяют закономерности изменения средней контактной температуры фаски от времени резания и ширины фаски износа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гуревич Д. М.** Механизм изнашивания твердосплавного инструмента при высоких температурах резания // Вестник машиностроения. 1976. № 3. С. 73—75.

2. **Гуревич Д. М.** Адгезионно-усталостное изнашивание твердосплавного режущего инструмента // Вестник машиностроения. 1986. № 5. С. 43—45.

3. **Тахман С. И.** Режимы резания и закономерности изнашивания твердосплавного инструмента. Курган: Изд-во Курганского ГУ, 2001. 169 с.

4. **Свойства** химических элементов. Ч. 1. Физические свойства / Под ред. Г. В. Самсонова. М.: Металлургия, 1976. 600 с.

5. **Третьяков В. И.** Основы металловедения и технологии производства спеченных твердых сплавов. М.: Металлургия, 1976. 528 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей смотрите в №1 за 2008 г. на третьей странице обложки.

УДК 621.38-982

В. А. ВАСИН, канд. техн. наук, Е. Н. ИВАШОВ, д-р техн. наук, С. В. СТЕПАНЧИКОВ, канд. техн. наук
[МИЭМ (ТУ)]

Тенденции проектирования внутрикамерных вакуумных систем в электронном машиностроении

Рассмотрены тенденции развития современного вакуумного технологического оборудования и проблемы снижения привносимых им загрязнений. Приведены данные по минимальным размерам топологии микросхем и устройств без узлов трения для современного вакуумного оборудования. Описан ряд приводных элементов механизмов с использованием для формирования усилий и перемещений управляемой упругой деформации.

The progress trends of modern vacuum manufacturing equipment and problems of the introduced pollution lowering have been considered. The data for minimal dimensions of microchips and devices without the friction units of modern vacuum equipment are presented. A number of actuating elements of the mechanisms with use of controlled resilience for producing of the efforts and displacements are described.

Анализ тенденций развития современного электронного машиностроения свидетельствует о непрерывном расширении применения вакуумных технологий и технологического оборудования для их реализации.

Одним из важнейших факторов, определяющих уровень и надежность оборудования этого класса, является снижение загрязнений, привносимых при транспортировке изделий между устройствами технологического оборудования, осуществляющими разные операции технологического процесса. Наиболее распространенные варианты решения этой проблемы:

1. Создание "чистых комнат". Этот вариант при достигнутых топологических размерах наиболее современных микросхем и сложности технологического цикла перестает себя оправдывать в связи с постоянным ростом необходимых объемов "чистых комнат" и повышением класса чистоты.

2. Выполнение технологического цикла без выхода изделий "на атмосферу" (в окружающую среду), достигаемое тремя способами:

а) созданием вакуумной линии с интегрированными в нее установками технологического процесса. Сейчас в линии и кластерные системы обычно объединены по несколько установок. Многие ведущие производители заявляют о создании проекта линий полного технологического цикла без выхода "на атмосферу" (с устройствами транспортирования и хранения изделий), но авторам не известны полностью реализованные такие проекты;

б) созданием линии с контролируемой газовой средой, соединяющей установки технологического процесса. В линии создается давление газовой среды, незначительно превышающее атмосферное. Данное решение нашло широкое применение и является одним из перспективных в ближайшем будущем;

в) созданием стандартных механических интерфейсов (герметизированных контейнеров с поддерживаемым или неподдерживаемым вакуумом или контролируемой газовой средой для транспортирования и хранения изделий). Данное решение нашло широкое применение и является одним из перспективных с учетом возможности модернизации под него устаревшего оборудования и невысокой по сравнению с другими решениями стоимостью реализации.

Эти решения обычно комбинируются в разных вариантах и, кроме линий с контролируемой газовой средой, не представлены нигде в чистом виде.

Другим важнейшим фактором надежности оборудования электронного машиностроения является его способность не только формировать необходимые для соответствующих технологических процессов вакуумные условия, но и сохранять их стабильными в течение технологического цикла. Сохранение "чистого" вакуума в процессе работы высоковакуумного автоматизированного оборудования с размещением в рабочих объемах вакуумных камер различных функциональных систем и устройств для ориентации и перемещения изделий относительно источников технологического воздействия, их транспортирования и межкамерного шлюзования в многомодульных системах и т. д. является достаточно сложной комплексной задачей.

В то же время автоматизация сложных технологических процессов требует размещения в рабочих объемах высоковакуумных камер ряда механизмов, которые во многих случаях могут стать источниками генерации "загрязнений", так называемой привносимой дефектности вакуумной среды, в том числе наиболее опасного их вида — микрочастиц износа (при наличии в составе функциональных механизмов узлов внешнего трения скольжения или качения). Устранить генерацию микрочастиц износа трущихся пар можно только в случае их полного исключения в конструкциях функциональных механизмов. Одной из таких возможностей является создание различных исполнительных устройств и систем с использованием принципа управляемой упругой деформации [1—5].

Механизмы этого типа основаны на использовании герметичных полых трубчатых элементов (приводов) различных геометрических очертаний, форм нормального поперечного сечения и их ориентации друг относительно друга в составе законченного устройства или системы. Для приведения в действие приводов в каждый из них независимо подается газообразный или жидкий энергоноситель, создающий в герметичной полости привода необходимое давление для деформации его в упругой области.

В качестве газообразных источников давления используются сжатый воздух заводских магистралей при условии стабилизации давления, а также автономные пневмоисточники, в числе которых наиболее привлекательными являются термосорбционные компрессоры, создаваемые с использованием водородно-гидридной технологии. Могут применяться также встроенные малоинерционные обратимо действующие термосорбци-

онные системы, использующие для стимулирования процессов сорбция — десорбция термоэлектрические эффекты. Наряду с этим для создания чистого безмасляного вакуума разработаны форвакуумные насосы, действующие на основе управляемой упругой деформации.

Тенденции развития функциональных устройств и систем без узлов трения для автоматизированного вакуумного оборудования

Современное автоматизированное оборудование высоких вакуумных технологий требует особого подхода к созданию функциональных устройств различного назначения. Несмотря на общность задач, связанных с автоматизацией производственных процессов, в различных отраслях промышленности возникают технические трудности при решении проблем создания специального автоматизированного вакуумного оборудования.

Очевидно, что дальнейшее развитие технологий производства изделий микро- и наноэлектроники потребует в числе прочих задач достижения еще более высокой чистоты технологических вакуумных сред, в том числе с исключением наиболее опасного вида загрязнений — микрочастиц износа, распространяющихся при изнашивании пар трения функциональных механизмов.

Одним из методов создания функциональных механизмов, предназначенных для работы в вакууме и воспринимающих его дестабилизирующее влияние без снижения надежности, является использование для формирования усилий и перемещений приводов управляемой упругой деформации (особенно приводов, гарантирующих высокую точность позиционирования).

Появление нового класса механизмов обусловлено необходимостью не только снижения, но и полного исключения продуктов износа элементов механизмов.

В таблице приведены данные по минимальным размерам топологии микросхем и соответствующим критическим размерам микрочастиц загрязнений, достигнутых рядом ведущих мировых фирм в 2000 и 2005 годах.

Известно, что при наличии в составе функциональных механизмов пар трения образовавшиеся микрочастицы износа в большинстве случаев приобретают электрический заряд, благодаря которому могут мигрировать в вакуумных объемах и осаждаться на обрабатываемых полупроводниковых пластинах, снижая коэффициент выхода годных микросхем, который по параметру η "привносимой дефектности" выражается зависимостью

$$\eta_r = \exp[-DA\nu P(d_ч - d_{кр})],$$

где D — доза "привносимой дефектности"; A — площадь кристалла; ν — доля площади кристалла, занятая микроструктурами; $P(d_ч - d_{кр})$ — доля попавших на кристалл микрочастиц с размером $d_ч$, бóльшим $d_{кр}$ ($d_ч$ и $d_{кр}$ — средний и критический размеры микрочастиц).

Отсюда выражение для дозы "привносимой дефектности" имеет вид:

$$[D] = \frac{\ln[1/\eta_r]}{A\nu\exp(d_{кр}/d_ч)}.$$

Если в вакуумных камерах оборудования работают механизмы, генерирующие "привносимую дефектность" в виде микрочастиц износа, то, очевидно, и надежность оборудования должна оцениваться с учетом этого фактора. Если обозначить вероятность безотказной работы оборудования $P(t)$, то:

$$P(t) = \prod_{i=1}^{K} P_i(t) \cdot U \cdot [\Phi(t) - \Phi_{доп}],$$

где K — число механизмов; $P_i(t)$ — вероятность безотказной работы i-го механизма в составе оборудования, размещенного в вакуумной камере; $\Phi(t) - \Phi_{доп}$ — текущее и допустимое значения уровня "привносимой дефектности"; $U \cdot [\Phi(t) - \Phi_{доп}]$ — функция, которая при $\Phi(t) = \Phi_{доп}$ принимает нулевое значение, при этом, соответственно, $P(t) = 0$.

Таким образом, в случае превышения уровня (дозы) "привносимой дефектности" D по отношению к допустимому значению при достижении некоторого времени вероятность безотказной работы оборудования принимает нулевое значение и его дальнейшая эксплуатация становится бессмысленной, т. е. наибольшее повышение надежности вакуумного оборудования может быть достигнуто в случае полного исключения "привносимой дефектности" со стороны действующих функциональных механизмов, устройств и систем.

Тенденции разработки и создания вакуумных устройств и систем можно кратко представить четырьмя основными направлениями, предложенными профессором А. Т. Александровой:

1) всевозможное упрощение структуры и оптимизация геометрии вакуумных систем; 2) максимальный вынос оборудования из технологической вакуумной среды и его экранирование, в том числе сильфонами и гибкими оболочками; 3) применение форвакуумных и высоковакуумных насосов без узлов трения движения и сильных магнитных полей (криогенные и модернизированные турбо-

Минимальные размеры топологии микросхем и соответствующие им критические размеры микрочастиц загрязнения

Фирма	Разрешение (по поверхности/эффективное)		Критический размер микрочастиц, мкм	
	2000 г.	2005 г.	2000 г.	2005 г.
FUJITSU	0,25/0,18; 0,35/0,28; 0,5/0,45;	0,060	0,022; 0,032; 0,048	0,007
HITACHI	0,18/0,15; 0,2/0,18; 0,35/0,28; 0,4/0,35	0,065	0,016; 0,019; 0,032; 0,038	0,006
LG SEMICON	0,4/0,3	0,12	0,038	0,010
National Semiconductor	0,22/0,18	0,1	0,02	0,010
SIEMENS	0,25/0,22; 0,35/0,25; 0,5/0,3	0,1	0,023; 0,035; 0,05	0,009
Taiwan Semiconductor Manufacturing (TSMC)	—	0,080; 0,065	—	0,010; 0,008
Texas Instruments	0,23/0,18; 0,32/0,22; 0,42/0,35	0,080	0,02	0,008
® INTELL	—	0,045	—	0,005

молекулярные), замена трехступенчатой системы откачки на двухступенчатую или одноступенчатую (в соответствии с возможностями на данном уровне развития техники); 4) устранение во всех исполнительных и коммутационных устройствах узлов трения движения и замена их приводами управляемой упругой деформации.

С ростом требований к чистоте технологической среды первые три основных пункта фактически уже выполняются ведущими зарубежными и отечественными производителями вакуумной техники. Наиболее популярна сейчас концепция "сухого" вакуума.

Приводные элементы механизмов управляемой упругой деформации

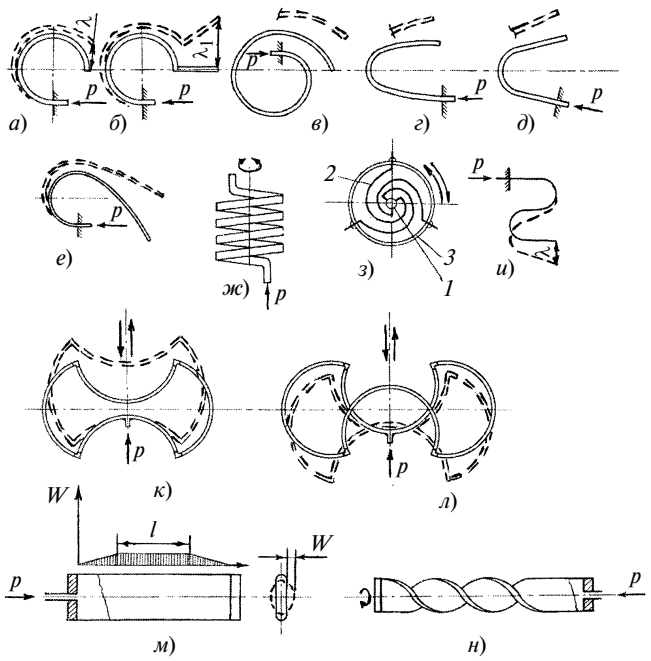
Применение приводов на основе управляемой упругой деформации в высоком вакууме позволяет создать герметичные механизмы различного назначения с полным исключением пар трения движения, отсутствием "привносимой дефектности" в виде микрочастиц износа и высоким быстродействием на уровне $0{,}1 \div 0{,}2$ с.

Основой приводных элементов этого типа являются тонкостенные герметичные пневматические полые пружины с различными законами изменения радиуса кривизны центральной оси и некруглой формой нормального поперечного сечения. Давление, подаваемое во внутреннюю полость приводного элемента, вызывает его деформирование, которое не должно выходить за пределы упругой области.

В зависимости от требуемого исполнительного перемещения по величине и виду траектории применяют три вида приводных элементов: с незамкнутым контуром; с замкнутым контуром, образованным герметично соединенными между собой дугами упругодеформированных целых элементов, создающих единую полость; с прямолинейной осью гладкого и спиралевидного типов.

Приводные элементы с незамкнутым контуром (рисунок, *а—е*) характеризуются возможностью моделирования конфигурации центральной оси по определенному закону для получения требуемого направления траектории перемещения свободного конца и приводного элемента и последовательно соединенных с ним элементов.

В ряде случаев эта возможность очень важна. Наиболее распространенным и технологичным является приводной элемент с постоянным радиусом кривизны центральной оси (рисунок *а*). От радиуса и геометрических параметров сечения зависит величина перемещения λ свободного конца приводного элемента. Эта величина при подсоединении к свободному концу в случае необходимости прямолинейного элемента в виде стержня или трубки позволяет увеличить перемещение до λ_1 (рисунок, *б*). На рисунке, *в—е* показаны приводы, центральная ось которых изменяется соответственно по архимедовой спирали, параболе, кривым, близким к синусоиде, и гиперболе. На рисунке, *ж* приведена схема многовиткового привода, позволяющего получить угловое перемещение свободного конца приводного элемента по траектории, близкой к окружности. Угловое перемещение формируется системой приводов, соединенных общим коллектором *1* (рисунок, *з*), через который давление подается одновременно в три привода *2* с идентичными параметрами, передающих движение на



Виды приводных элементов механизмов управляемой упругой деформации

кольцевую обойму *3*. С использованием приводов незамкнутого контура (типа змейки) возможно формирование прямолинейного перемещения (рисунок, *и*). На рисунке, *к—л* изображены варианты приводов замкнутого контура, формирующие линейное перемещение.

На рисунке, *м—н* представлены приводы соответственно с прямолинейной осью для формирования линейного перемещения за счет деформации нормального поперечного сечения и спиралевидные для формирования углового перемещения.

Развитие и совершенствование новых технологических процессов предъявляют новые, все более жесткие требования к оборудованию, что обеспечивает непрерывное развитие рассматриваемого направления. Разработка и исследование приводов управляемой упругой деформации на основе трубчатых элементов положили начало созданию комплекса исполнительных устройств для работы в технологическом объеме в условиях вакуума: от коммутационных устройств до форвакуумных насосов, с образованием родственных направлений в области электронного машиностроения и вакуумной техники.

Данный комплекс разработ впервые в мировой практике доведен до промышленного применения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Александрова А. Т.** Теоретические основы расчета и конструирования функциональных устройств и систем оборудования высоких вакуумных технологий на основе приводов управляемой упругой деформации. Учебное пособие. М.: МГИЭ и М, 2003. 48 с.

2. **Вакуумная** техника: Справочник / Е. С. Фролов, В. Е. Минайчев, А. Т. Александрова и др.: Под общ. ред. Е. С. Фролова, В. Е. Минайчева. М.: Машиностроение, 1992. 480 с.

3. **Пат. 2206913 РФ.** Устройство позиционирования и привод вращения для него.

4. **А. с. 1187980 СССР.** Исполнительный орган манипулятора.

5. **А. с. 1366389 СССР:** Механизм для ориентации деталей.

УДК 621.787.4

М. Ю. ПИСКАРЕВ, канд. техн. наук (Ковровская ГТА),
М. М. ПИСКАРЕВА (ООО "ХК "Аскона", г. Ковров)

Модель кинематического состояния заготовки и силового режима при прямом выдавливании через коническо-цилиндрическую матрицу на сферический рассекатель

Предложена методика предварительной оценки силового режима процесса холодного выдавливания сложнопрофильным инструментом, на основе энергетического метода верхней оценки с обоснованием подбора функций кинематически возможных скоростей течения посредством анализа физической картины с использованием метода координатной сетки.

A preliminary estimate technique of powered regime of cold extrusion process by geometrically-complex tool, based on the energetic method of upper bound with justification of choice of functions of kinematically possible flow velocities with the help of analysis of physical pattern with use of the method of coordinate grid, has been proposed.

Особенностью процесса холодного выдавливания является упрочнение материала деформируемой заготовки, в результате чего появляется возможность получения зон с различными механическими свойствами. При этом в зависимости от схемы деформирования характер упрочнения одних и тех же зон будет различным, что может быть использовано при формировании требуемых эксплуатационных свойств отдельных элементов изделия.

Для опоры скольжения сферической головки (пяты) плунжерной гидравлической машины наряду с износостойкостью опорных поверхностей необходимо обеспечение определенных значений таких параметров, как контактная прочность и изгибная выносливость элемента под завальцовку. Кроме того, данный элемент при достаточной прочности должен обладать высокими пластическими свойствами, для того чтобы противостоять разрушению от напряжений, возникающих в нем при завальцовке.

Для этого предлагается технология изготовления пяты на основе холодного выдавливания со значительным упрочнением отдельных ее элементов с последующей лезвийной обработкой. Предлагаемая технология включает в себя: отрезку цилиндрической заготовки из антифрикционного материала (например, из бронзы БрОФ7-0.2); холодное выдавливание цилиндрической полости по обратной схеме; отрезку полой части заготовки по плоскости, проходящей через зону очага пластической деформации (ОПД); холодное выдавливание полуфабриката по прямой схеме через коническо-цилиндрическую матрицу на сферический рассекатель. При обратном выдавливании целесообразно принять степень деформации $\varepsilon = 0{,}59 \div 0{,}61$ исходя из обеспечения наименьшего удельного усилия на пуансоне [1]; высота выдавленной полости определяется условием завершения формирования очага интенсивной пластической деформации (ОИПД) под торцом пуансона. Экспериментально установлено, что она должна равняться толщине $h_{ст}$ стенки стакана. При выборе плоскости, по которой осуществлялась резка, учитывали условие наименьшего градиента твердости в ОИПД в месте перехода от оси к периферии, т. е. резка осуществлялась по плоскости, отстоящей от дна полости на расстоянии $1{,}1h_{ст}$. При этом твердость материала изменилась от 265...270 *HV* до 295...300 *HV*, превышая твердость исходной заготовки в $1{,}22 \div 1{,}35$ раза, что способствует повышению износостойкости рабочих поясков опорной плоскости пяты.

Сложность осевого профиля отверстия инструмента для прямого выдавливания, обусловленная ступенчатой формой рабочей поверхности матрицы и сферической поверхностью контрпуансона, внесла некоторые особенности в кинематику течения материала и силовой режим процесса. Отсутствие в научной и технической литературе данных о детальном исследовании схем прямого холодного выдавливания через коническо-цилиндрическую матрицу на сферический рассекатель делает актуальным проведение такой работы для ускорения внедрения данных процессов в производство. Разработка модели кинематического состояния заготовки является первым этапом в решении данной задачи.

Для выявления особенностей течения частиц металла на заключительной (стационарной) стадии выдавливания, характеризующейся постоянством размеров ОПД, выполнялась штамповка предварительно деформированной заготовки, состоящей из двух половин, на меридиональное сечение одной из которых была нанесена координатная сетка с шагом $1 \pm 0{,}05$ мм. При предварительном ходе пуансона, составившим 6 мм, его элементарный ход на заключительном этапе был принят равным 2 мм. Анализ картины течения материала (рис. 1) позволил выбрать схему данного процесса (рис. 2) и построить эпюры скоростей течения материала в ОПД (рис. 3). При этом с учетом реальных размеров пяты были назначены следующие интервалы варьирования параметров инструмента для выдавливания:

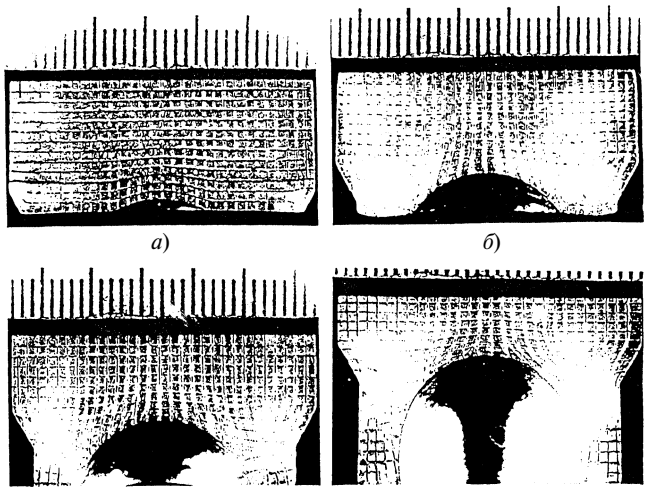


Рис. 1. Течение металла при ходе пуансона:
а) 0 ÷ 2 мм; *б*) 2 ÷ 4 мм; *в*) 4 ÷ 6 мм; *г*) 6 ÷ 8 мм

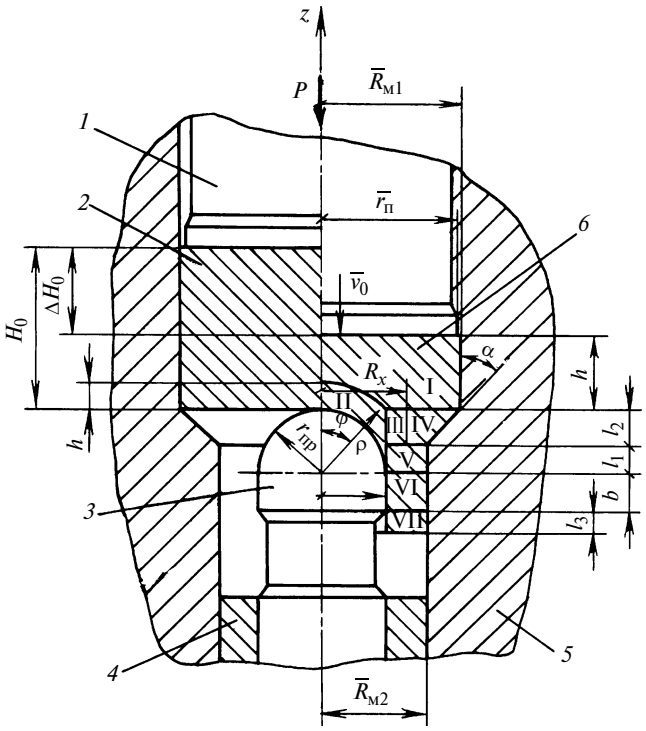


Рис. 2. Расчетная схема:
1 — пуансон; *2* — заготовка; *3* — противопуансон; *4* — выталкиватель; *5* — матрица; *6* — поковка

$0{,}8 \leqslant \overline{R}_{м2}/R_{м1} \leqslant 0{,}95$; $0{,}4 \leqslant \overline{r}_{пр}/\overline{R}_{м1} \leqslant 0{,}6$; $0{,}8 \leqslant \overline{H}/\overline{R}_{м1} \leqslant 1{,}2$; $30^\circ \leqslant \alpha \leqslant 60^\circ$. При этом высота калибрующего пояска пуансона $b = \overline{b}/\overline{R}_{м1} = 0{,}2$, длина ступени $l_1 = \overline{l}_1/\overline{R}_{м1} = 0{,}35$.

Согласно принятой расчетной схеме заготовка, соответствующая модели жесткопластического тела, разделена на зоны: I — пластически недеформированный металл, находящийся в упругонапряженном состоянии; II ÷ V — металл, находящийся в пластическом состоянии; VI — пластически деформированный металл, находящийся в упруго-напряженном состоянии; VII — пластически деформированный металл, разгруженный от внешних сил.

Согласно расчетной схеме с учетом эпюр скоростей для каждой зоны в выбранной системе координат в соответствии с теорией обработки металлов давлением [1] были подобраны функции скоростей течения, отвечающие граничным условиям и условию несжимаемости металла (для упрощения линейные параметры выражены через радиус $\overline{R}_{м1}$ цилиндрической поверхности матрицы большего диаметра, а скорости течения металла — через скорость $\overline{v}_0$ пуансона).

Зона II (сферические координаты)

Граничные условия:

$$v_{\rho II} = -\cos\varphi \text{ при } \rho = r_{пр} + h;$$

$$v_{\rho II} = 0 \text{ при } \rho = r_{пр}.$$

Скорости течения:

$$v_{\rho II} = \frac{\cos\varphi}{h}(r_{пр} - \rho),\ v_{\varphi II} = \frac{3\rho - 2r_{пр}}{2h}\sin\varphi.$$

Интенсивность скоростей деформаций:

$$\dot{\varepsilon}_{iII} = \frac{1}{h\sqrt{3}}\sqrt{4 - \cos^2\varphi}\,.$$

Зона III (цилиндрические координаты)

Граничные условия:

$$v_{zIII} = -1 \text{ при } z = l_2;$$

$$v_{\rho III} = 0 \text{ при } \rho = R_x;$$

$$v_{zIII} = -1 - \frac{A}{R_x^2 - r_{пр}^2} \text{ при } z = 0,$$

где A — поток частиц металла, поступающий в зону III из зоны II через границу раздела:

$$A = \left| r_{пр}^2 \int_{\varphi = \operatorname{arctg}\frac{r_{пр}}{l_1 + l_2}}^{\varphi = \operatorname{arctg}\frac{r_{пр}}{l_1}} (-V_{\rho II}\sin\varphi + V_{\varphi II}\cos\varphi)\frac{1}{\sin^2\varphi}\,d\varphi \right|$$

$$\text{при } \rho = \frac{r_{пр}}{\sin\varphi}.$$

Скорости течения:

$$\left.\begin{aligned} v_{zIII} &= -1 + \frac{A}{R_x^2 - r_{пр}^2}\left(\frac{z}{l_2} - 1\right); \\ v_{\rho III} &= \frac{A(R_x^2 - \rho^2)}{2\rho l_2(R_x^2 - r_{пр}^2)}. \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Интенсивность скоростей деформаций:

$$\dot{\varepsilon}_{iIII} = \frac{A}{l_2\rho^2(R_x^2 - r_{пр}^2)\sqrt{3}}\sqrt{\frac{R_x^4}{\rho^4} + 3}\,.$$

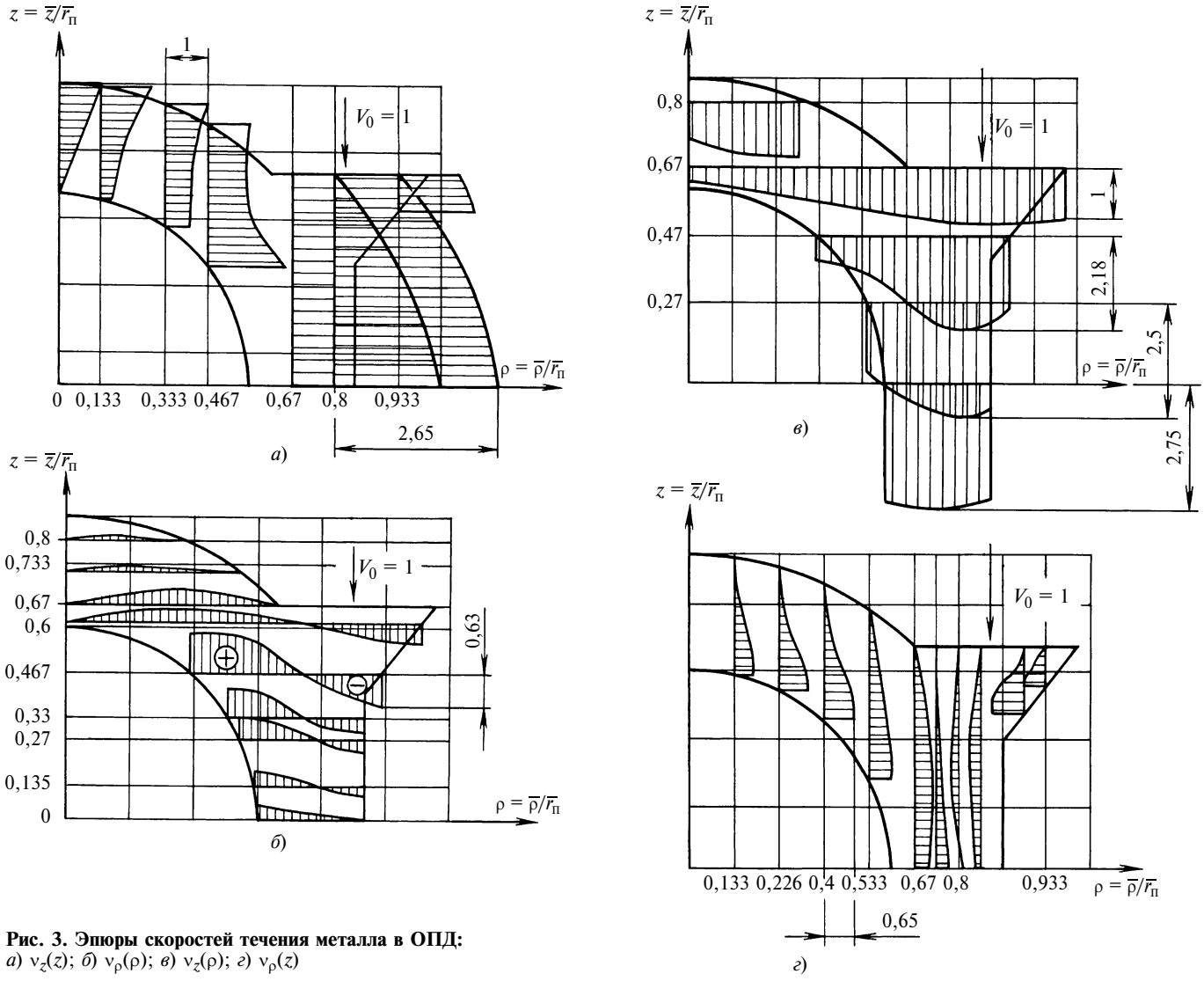


Рис. 3. Эпюры скоростей течения металла в ОПД:
а) $v_z(z)$; *б*) $v_\rho(\rho)$; *в*) $v_z(\rho)$; *г*) $v_\rho(z)$

Зона IV (цилиндрические координаты)

Граничные условия:

$$v_{zIV} = -1 \text{ при } z = l_2;$$

$$v_{zIV} = -\frac{1 - R_x^2}{R_{м2}^2 - R_x^2} \text{ при } z = 0;$$

$$v_{\rho IV} = 0 \text{ при } \rho = R_x;$$

$$v_{\rho IV} = 0 \text{ при } \rho = R_{м2} + z\mathrm{tg}\alpha.$$

Скорости течения:

$$\left.\begin{aligned} v_{zIV} &= -\frac{1 - R_x^2}{(R_{м2} + z\mathrm{tg}\alpha)^2 - R_x^2}; \\ v_{\rho IV} &= -\frac{\mathrm{tg}\alpha(R_{м2} + z\mathrm{tg}\alpha)\rho(1 - R_x^2)}{[(R_{м2} + z\mathrm{tg}\alpha)^2 - R_x^2]}\left(1 - \frac{R_x^2}{\rho^2}\right). \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Интенсивность скоростей деформаций:

$$\dot{\varepsilon}_{iIV} = \frac{2\mathrm{tg}\alpha(1 - R_x^2)}{[(R_{м2} + z_{ср}\mathrm{tg}\alpha)^2 - R_x^2]^2\sqrt{6}} \times$$

$$\times \sqrt{2(R_{м2} + z\mathrm{tg}\alpha)^2\left(\frac{R_x^4}{\rho^4} + 3\right) + \frac{1}{2}\left[\frac{\mathrm{tg}\alpha\rho[-R_x^2 - 3(R_{м2} + z\mathrm{tg}\alpha)^2]}{(R_{м2} + z\mathrm{tg}\alpha)^2 - R_x^2}\left(1 - \frac{R_x^2}{\rho^2}\right)\right]^2}.$$

Зона V (цилиндрические координаты)

Граничные условия:

$$v_{zV} = -\frac{1}{R_{м2}^2 - r_{пр}^2} \text{ при } z = 0;$$

$$v_{zV} = -\frac{2(R_x^2 - r_{пр}^2 + A)}{R_{м2}^2 - r_{пр}^2} \text{ при } z = l_1;$$

$$v_{\rho V} = 0 \text{ при } \rho = R_{м2}.$$

Скорости течения:

$$v_{zV} = -\frac{1}{R_{м2}^2 - r_{пр}^2} + \frac{z^2}{l_1^2}\left(B + \frac{1}{R_{м2}^2 - r_{пр}^2}\right);$$

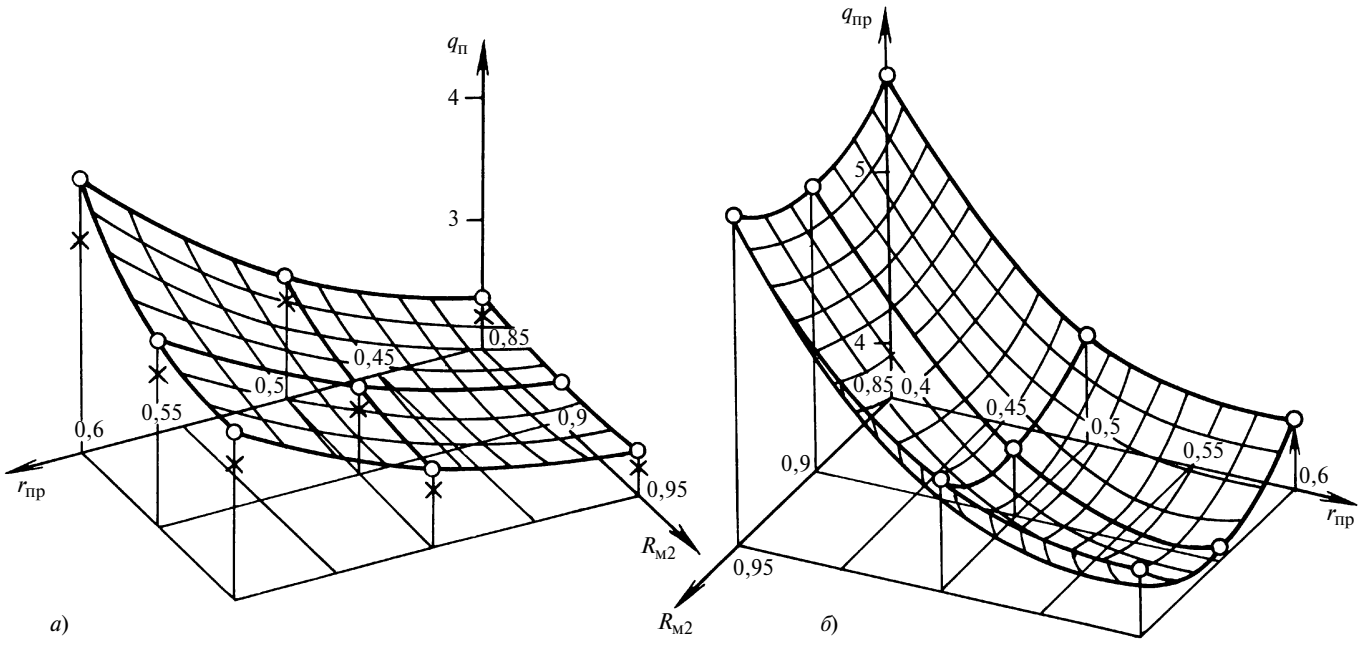


Рис. 4. Расчетные диаграммы (○) удельных усилий в зависимости от параметров $R_{м2}$ и $r_{пр}$ при $H = 1$, $\mu_м = \mu_{пр} = 0{,}1$ и $\alpha = 30°$ и экспериментальные (×) значения:
а — для пуансона; *б* — для противопуансона

$$\nu_{\rho V} = -\frac{z\rho}{l_1^2}\left(B + \frac{1}{R_{м2}^2 - r_{пр}^2}\right)\left(1 - \frac{R_{м2}^2}{\rho^2}\right),$$

где $B = \nu_{zV}$ при $z = l_1$.

Интенсивность скоростей деформаций:

$$\dot{\varepsilon}_{iV} = \frac{2}{l_1^2\sqrt{6}}\left(B + \frac{1}{R_{м2}^2 - r_{пр}^2}\right)\sqrt{2z^2\left(3 + \frac{R_{м2}^4}{\rho^4}\right) + \frac{\rho^2}{2}\left(1 - \frac{R_{м2}^2}{\rho^2}\right)^2}.$$

Для определения границы раздела очагов деформации в зонах III и IV используем условие равенства потоков металла из данных зон через границу $z = 0$:

$$\int_{r_{пр}}^{R_x} \nu_{z\,III}\rho\, d\rho = \int_{R_x}^{R_{м2}} \nu_{z\,IV}\rho\, d\rho \text{ при } z = 0. \qquad (3)$$

Подставив в выражение (3) уравнения (1) и (2) и решив уравнение относительно R_x, получим:

$$R_x = \sqrt{\frac{r_{пр}^2 + 1 - A}{2}}.$$

Приведенные выше зависимости, отражающие кинематическое состояние заготовки, были использованы для разработки модели силового режима на конечной стадии процесса.

С использованием метода баланса мощностей, дающего верхнюю оценку, получены выражения, которые позволили установить влияние сил, действующих на пуансон ($q_п$) и противопуансон ($q_{пр}$) на такие технологические показатели, как $R_{м2}$, $r_{пр}$, H, α, а также коэффициенты трения $\mu_{пр}$, $\mu_м$, для противопуансона и матрицы и определить рациональную область применения данной схемы. При этом для упрощения теоретической модели условия трения для матрицы и противопуансона приняты одинаковыми, т. е. $\mu_м = \mu_{пр}$.

На рис. 4 приведены диаграммы удельных усилий в зависимости от параметров $R_{м2}$ и $r_{пр}$ при $H = 1$, $\mu_м = \mu_{пр} = 0{,}1$ и $\alpha = 30°$ и экспериментальные значения для пуансона и противопуансона. Выявлены также расхождения экспериментальных данных (девять контрольных точек), полученных по многофакторной схеме 3^2 для цилиндрических образцов из отожженной бронзы БрОФ7-0.2 диаметром $\overline{D} = 29{,}85$ мм, высотой $\overline{H} = 13$ мм, при $0{,}8 \leqslant R_{м2} \leqslant 0{,}95$ и $0{,}4 \leqslant r_{пр} \leqslant 0{,}6$, от расчетных данных. В качестве смазочного материала использовали ЦИАТИМ 201, который наносили на предварительно осветленную и пассивированную поверхность заготовки. Среднее значение расхождений

Значения, присвоенные варьируемым параметрам на трех уровнях

Параметр	Уровень		
	0	1	2
$X_1 = R_{м2}$	0,85	0,9	0,95
$X_2 = r_{пр}$	0,4	0,5	0,6
$X_3 = \mu_м = \mu_{пр}$	0,05	0,1	0,15
$X_4 = \alpha$	30/0,523	45/0,785	60/1,047
$X_5 = H$	0,8	1	1,2

Примечание. В числителе значения в градусах, в знаменателе — в радианах.

расчетных и экспериментальных данных: для $q_п$ — 5,57 %; для $q_{пр}$ — 9,31 %.

Для упрощения математических моделей и удобства расчетов использовали методы планирования и обработки результатов экспериментальных исследований [2]. Экспериментальные данные были заменены на расчетные согласно плану $3^5//27$. Значения, присвоенные пяти варьируемым параметрам на трех уровнях, приведены в таблице.

В результате регрессионного анализа получены уравнения, отражающие модель силового режима в диапазонах варьируемых параметров (см. таблицу):

$$q_n = 1{,}875 + 72(R_{м2} - 0{,}9)^2 - 3{,}4R_{м2} + \\ + 18{,}5(r_{пр} - 0{,}5)^2 + 5{,}94r_{пр} + 4{,}6\mu + \\ + 0{,}334(\alpha - 0{,}785)^2 + 0{,}863\alpha + 0{,}055H;$$

$$q_{пр} = 10{,}267 + 48(R_{м2} - 0{,}9)^2 - 2{,}74R_{м2} + \\ + 47{,}5(r_{пр} - 0{,}5)^2 - 7{,}64r_{пр} + 2{,}06\mu - \\ - 0{,}111(\alpha - 0{,}785)^2 - 0{,}023\alpha - 0{,}035H,$$

где угол α выражен в радианах.

Таким образом, для получения достоверной модели кинематического состояния заготовки и силового режима при выдавливании сложнопрофильным инструментом были проведены предварительный и проверочный эксперименты и использовались метод баланса мощностей и метод регрессионного анализа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Овчинников А. Г.** Основы теории штамповки выдавливанием на прессах. М.: Машиностроение, 1983.
2. **Новик П. С., Арсов Б. И.** Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования эксперимента. М.: Машиностроение, 1980.

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, доктора технических наук (МГУПИ)

Разработка новой теории резания. 9. Практические расчеты параметров резания при точении*

В предыдущих статьях было рассмотрено определение напряженного состояния и силовых параметров, приходящихся на единицу длины в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа. Для того чтобы выполнять практические расчеты силы резания, необходимо дополнить полученные формулы введением ширины b поверхности резания (рис. 65).

При свободном резании ширина b поверхности резания равна ширине b_0 обрабатываемой поверхности заготовки. В этом случае с учетом формулы (234) (см. В. М. 7, с. 58) получим полную силу свободного резания:

$$P = 1{,}155\sigma_{st}uh_1b\left\{\left[1 + \mu_1(1 - \mathrm{tg}\gamma) + \right.\right. \\ \left.\left. + \frac{(0{,}5 + \mu)u}{2k_c}\right]\cos\gamma + \frac{k_c}{4u\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \mu_2\frac{l_3}{uh_1}\right\}, \quad (287)$$

где σ_{st} — среднее по очагу пластической деформации напряжение текучести обрабатываемого материала, соответствующее средней температуре в очаге деформации (его определение будет подробно рассмотрено далее).

При несвободном резании ширина b поверхности резания меньше ширины b_0 обрабатываемой поверхности заготовки (см. рис. 65). В этом случае резец должен преодолеть не только силу, необходимую для отделения стружки от горизонтальной поверхности заготовки, но также и дополнительную силу, необходимую для сдвига дальней (заштрихованной) плоскости очага пластической деформации относительно необрабатываемого в данный момент участка заготовки. С учетом формулы (226) (см. В. М. 6, с. 69) площадь заштрихованной поверхности сдвига определяется выражением

$$S_{сд} = h_1\frac{h_2}{\cos\gamma} = \frac{k_c h_1^2}{\cos\gamma}. \quad (288)$$

Поскольку разница скоростей неподвижного металла остающегося выступа поверхности заготовки и перемещающегося очага пластической деформации меняется от нуля на линии AB, где происходит контакт очага с недеформированным металлом, до скорости резца на противоположной AB линии контакта очага с резцом,

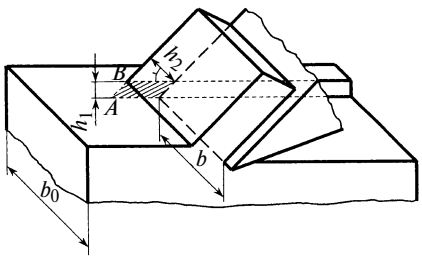


Рис. 65. Схема несвободного резания

* Продолжение. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1 — № 8 (далее В. М. 1 ÷ В. М. 8) за 2008 г., продолжение — № 10 за 2008 г.

то по теореме А. Л. Воронцова, доказанной в разделе 14.3 книги [5]*, для расчета силы сдвига следует брать не полное значение предельного касательного напряжения, а его половину, т. е. $0{,}25\sigma_{st}$. С учетом этого добавка к силе свободного резания, обусловленная силой сдвига очага пластической деформации относительно остающегося выступа поверхности заготовки, определяется равенством

$$P_{\text{сд}} = 1{,}155\sigma_{st}\frac{k_{\text{c}}h_1^2}{4\cos\gamma}. \qquad (289)$$

Полная сила несвободного резания определяется сложением этой добавки с силой свободного резания (287):

$$P_z = 1{,}155\sigma_{st}uh_1b\left\{\left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{(0{,}5+\mu)u}{2k_{\text{c}}}\right]\cos\gamma + \right.$$

$$\left. + \frac{k_{\text{c}}}{4u\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \mu_2\frac{l_3}{uh_1} + \frac{k_{\text{c}}h_1}{4ub\cos\gamma}\right\}. \qquad (290)$$

При точении в соответствии с формулами (278) и (280) (см. В. М. 8, с. 65)

$$h_1b = S_{\text{об}}t_r. \qquad (291)$$

При несвободном точении с учетом формулы (278) добавку (289) можно представить в виде

$$P_{\text{сд}} = 1{,}155\sigma_{st}\frac{k_{\text{c}}S_{\text{об}}^2\sin^2\varphi'}{2\cos\gamma}. \qquad (292)$$

Преобразовав формулу (287) с учетом выражений (278), (291) и (292), найдем полную силу резания при несвободном точении:

$$P_z = 1{,}155\sigma_{st}uS_{\text{об}}t_r\left\{\left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{(0{,}5+\mu)u}{2k_{\text{c}}}\right]\cos\gamma + \right.$$

$$\left. + \frac{k_{\text{c}}}{4u\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \frac{\mu_2 l_3}{uS_{\text{об}}\sin\varphi'} + \frac{k_{\text{c}}S_{\text{об}}\sin^2\varphi'}{4ut_r\cos\gamma}\right\}. \qquad (293)$$

Укажем, что входящая в формулу (293) величина l_3 определяется принятым в конкретном расчете критерием износа резца по задней поверхности.

Среднюю температуру в объеме очага пластической деформации будем определять по формуле

$$T_{\text{ср}} = T/2, \qquad (294)$$

где T — температура резания (°С), т. е. температура на поверхности контакта стружки с передней гранью резца.

Если технолог располагает кривыми упрочнения обрабатываемого материала в зависимости от температуры [типа показанных на рис. 48 (см. В. М. 6, с. 67)], то лучше всего для конкретного значения накопленной деформации брать напряжение текучести σ_{st} непосредственно с кривой, соответствующей средней температуре. Это позволит наиболее точно учесть характер изменения напряжения текучести в зависимости от температуры, имеющий для многих материалов достаточно сложный вид. Например, у малоуглеродистой стали в зоне синеломкости ($T \approx 300$ °С) наблюдается увеличение напряжения текучести по сравнению с напряжением при нормальной температуре (рис. 66, кривая *1*). При этом конкретный вид кривой существенно зависит не только от материала, но и от величины накопленной деформации e_i. С учетом того, что с увеличением скорости резания температура резания также увеличивается, ясно, что использование реальной кривой *1* (см. рис. 66) позволит математически описать наблюдаемое изменение силы резания (рис. 67, кривая *1*).

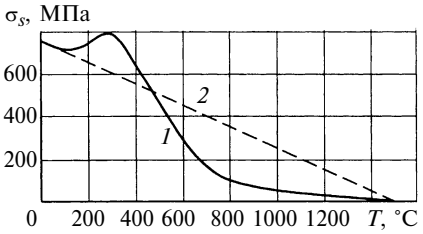


Рис. 66. Температурная зависимость (*1*) напряжения текучести стали С15 при e_i = 0,8 и ее линейная аппроксимация (*2*)

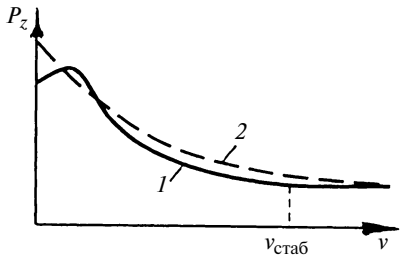


Рис. 67. Реальная (*1*) и расчетная (*2*) зависимости силы резания P_z от скорости v резания

Однако, как правило, кривые упрочнения для требуемой температуры в справочниках отсутствуют. Поэтому в практических расчетах обычно используют аппроксимирующие зависимости, такие как экспоненциальный закон Н. С. Курнакова, который, пренебрегая значением нормальной температуры, можно записать в виде:

$$\sigma_{st} = \sigma_s e^{-\alpha T}, \qquad (295)$$

где σ_s — напряжение текучести при нормальной температуре; α — температурный коэффициент для данного металла, который с учетом равенства (295) можно записать в виде

$$\alpha = \frac{1}{T}\ln\frac{\sigma_s}{\sigma_{st}}. \qquad (296)$$

Отсюда видно, что недостатком этого закона также является то, что для исходного определения коэффициента α необходимо иметь кривые упрочнения конкретного металла при разных температурах.

В связи с этим нами предлагается несколько иной подход, использующий тот факт, что температура плавления для определенных групп металлов является практически одинаковой и неоднократно опубликована

* Список литературы — см. В. М. 1, с. 67.

в справочной литературе. Так как при температуре $T_{\text{плав}}$ плавления металла его напряжение текучести становится равным нулю, то для расчета напряжения текучести в зависимости от температуры будем использовать линейную аппроксимацию (см. рис. 66, линия *2*), имеющую следующее математическое описание:

$$\sigma_{st} = \sigma_s\left(1 - \frac{T_{\text{ср}}}{T_{\text{плав}}}\right) = \sigma_s\left(1 - \frac{T}{2T_{\text{плав}}}\right). \qquad (297)$$

В области средних температур, возникающих при резании в очаге пластической деформации, такая аппроксимация с достаточной точностью отражает изменение напряжения текучести (см., например, для стали область температур $400 \div 550$ °С на рис. 66). Но следует отметить, что при таком подходе мы не сможем отобразить экстремум силы резания, имеющийся на реальной кривой *1* (см. рис. 67), поскольку в результате расчета получим кривую *2* изменения силы резания. Однако приводимые далее многочисленные сопоставления с опытными данными подтверждают, что точность такого теоретического расчета является весьма высокой и вполне достаточной для практики. Максимальная сила резания, необходимая для оценки нужной мощности оборудования, вычисляется для момента начала работы станка с необходимым запасом.

С учетом известных округленных температур плавления разных материалов нами предлагаются следующие конкретные формулы:

для сталей и жаропрочных сплавов

$$\sigma_{st} = \sigma_s\left(1 - \frac{T}{3000}\right); \qquad (298)$$

для алюминиевых сплавов

$$\sigma_{st} = \sigma_s\left(1 - \frac{T}{1300}\right); \qquad (299)$$

для меди, латуни, бронзы

$$\sigma_{st} = \sigma_s\left(1 - \frac{T}{2000}\right); \qquad (300)$$

для титановых сплавов

$$\sigma_{st} = \sigma_s\left(1 - \frac{T}{3400}\right). \qquad (301)$$

Следует отметить, что при определенной скорости резания $v_{\text{стаб}}$ (см. рис. 67), при которой достигается соответствующая температура резания, сила резания стабилизируется и при дальнейшем увеличении скорости остается практически постоянной. Некоторые специалисты (см., например, [43, с. 67]) предлагают считать скорость (температуру) начала стабилизации силы критерием оптимальности протекания процессов резания.

Но если учитывать влияние на напряжение текучести только температуры, как это предложено нами выше с целью использования только легко доступной справочной информации, то с увеличением скорости резания теоретическая сила резания будет непрерывно уменьшаться (см. рис. 67, кривая *2*), не становясь стационарной. Рассмотрим эту проблему подробнее.

Опыты показывают, что в случае пластической деформации при умеренных температурах изменение скорости деформации практически не влияет на величину напряжения текучести большинства материалов, в том числе сталей [18, 28]. Однако при повышенных температурах такое влияние становится весьма существенным, и увеличение скорости деформации, напрямую зависящее от роста скорости резания [см. В. М. 5, с. 65, (162)], будет приводить к заметному повышению напряжения текучести. Начало стабилизации силы резания будет соответствовать той скорости резания, при которой снижение напряжения текучести вследствие повышения температуры будет полностью компенсироваться повышением напряжения текучести из-за роста скорости деформации.

Таким образом, математическое описание явления стабилизации силы резания существенной проблемы не представляет, но требует наличия при повышенных температурах кривых упрочнения обрабатываемых материалов в зависимости не только от накопленных деформаций, но и от скоростей деформации. К сожалению, такая информация практически отсутствует в справочной литературе даже для малых скоростей деформации, не говоря уже о больших скоростях деформации, достигаемых в процессах резания. В будущем лучше всего было бы иметь в справочной литературе по стандартным механическим характеристикам разных материалов даже не сами кривые упрочнения, а функциональные зависимости типа

$$\sigma_s = f(e_i, \xi_i, T). \qquad (302)$$

В связи с изложенным приведем далее широкий ряд сопоставлений результатов расчетов силы резания при несвободном точении с известными экспериментальными данными, используя лишь вполне доступные кривые упрочнения при нормальной температуре. Большое число этих сопоставлений обусловлено, во-первых, тем, что расчеты силы резания по строго выведенным теоретическим формулам, в которых *полностью отсутствуют* какие-либо поправочные коэффициенты и экспериментально найденные параметры процессов резания типа угла φ сдвига, коэффициента k_c утолщения стружки или сдвигающего напряжения τ_φ, ранее в научной литературе представлены не были. Во-вторых, с данными, чем большего числа экспериментов согласуются результаты теоретических расчетов, тем выше надежность и достоверность построенной теоретической модели. На наш взгляд, наиболее объективным способом проверки новых расчетных формул является сопоставление получаемых по ним результатов с результатами *независимых* экспериментов. Последние предпочтительнее выбирать из тех работ, в которых не ставилась цель подтверждения какой-либо формулы, т. е. эксперименты обрабатывались совершенно непредвзято. Последовательность выполнения расчетов будет подробно показана в приведенных далее примерах.

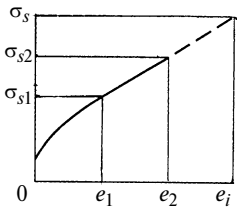


Рис. 68. К определению напряжения текучести при больших деформациях

Во всех вычислениях будем принимать $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0{,}5$. Среднее значение накопленной деформации будем определять при рабочем ходе $s = h_2$, при котором в стружку будет вытеснен весь объем металла, находившегося в исходном очаге пластической деформации. С учетом этого формула (198) (см. В. М. 5, с. 68) примет вид:

$$e_i = 1{,}155(1 + e^{-\cos\gamma})\cos\gamma. \qquad (303)$$

При расчетах по формуле (303) получаются накопленные деформации $e_i \approx 1{,}6$ (это соответствует относительной линейной деформации $e = 0{,}8$), т. е. достаточно большие величины. А в справочниках в большинстве случаев приводятся кривые упрочнения, построенные до значений накопленной деформации $e_i = 0{,}8 \div 1{,}0$ (e_2 на рис. 68). Поскольку в области больших деформаций кривые упрочнения близки к прямым линиям [19, с. 7], то для определения напряжения текучести σ_s при большой деформации e_i, выходящей за пределы имеющейся кривой упрочнения, можно использовать формулу линейной экстраполяции

$$\sigma_s = \sigma_{s1} + \frac{\sigma_{s2} - \sigma_{s1}}{e_2 - e_1}(e_i - e_1). \qquad (304)$$

Для удобства в табл. 7 приведены все расчетные значения коэффициента k_c утолщения стружки, которые используются для дальнейших теоретических вычислений сил резания различных процессов механической обработки. Указанные значения найдены по формуле (219) (см. В. М. 6, с. 64) при $\mu = 0{,}5$.

Пример 1. Определить силу резания при несвободном точении заготовки из стали 10 при $t_r = 0{,}50$ мм, $S_{об} = 0{,}21$ мм/об, $\gamma = 8^\circ$, главном угле резца в плане $\varphi' = 45^\circ$, $l_3 = 0{,}15$ мм, $T = 890$ °С и сравнить теоретическую величину с экспериментальным значением $P_{zэ} = 228$ Н [38, с. 189, табл. 33].

Решение. Поскольку $\gamma > 0$, то в соответствии с равенствами (219а) (см. В. М. 6, с. 65) $u = 1$. По табл. 7 [или по формуле (219)] находим коэффициент утолщения стружки $k_c = 2{,}47$. Затем по формуле (303) вычисляем среднее значение накопленной деформации $e_i = 1{,}568$. Так как состав и механические свойства стали 10, использованной в экспериментах работы [38], соответствовали стали С15, а кривая упрочнения на рис. 48 (см. В. М. 6, с. 67) построена лишь до деформации $e_i = 0{,}8$, то при 20 °С берем $\sigma_{s1} = 700$ МПа при $e_1 = 0{,}4$ и $\sigma_{s2} = 770$ МПа при $e_2 = 0{,}8$, после чего по формуле (304) для $e_i = 1{,}568$ находим напряжение текучести стали 10 при нормальной температуре: $\sigma_s = 905$ МПа. Далее по формуле (298) определяем среднее напряжение текучести с учетом температуры резания: $\sigma_{st} = 636{,}5$ МПа. После этого по формуле (293) вычисляем силу резания $P_z = 227{,}4$ Н, которая отличается от опытной величины $P_{zэ} = 228$ Н на $\delta = 0{,}3$ %.

Аналогично данному примеру выполнены и другие расчеты силы резания, сопоставление результатов которых с экспериментальными данными представлено в табл. 8. Экспериментальные данные (в том числе и температуры резания) взяты из книги [38, табл. 33, с. 189; рис. 15, с. 25; рис. 16, *а*, с. 29; рис. 17, с. 30; рис. 23, с. 35]. Для определения средних напряжений текучести σ_s нами использованы кривые упрочнения сталей: Э — рис. 5 [34, с. 30]; 20 — рис. 45, *б* [34, с. 66]; 45 — рис. 45, *г* [34, с. 66]; У8А — рис. 79 [18, с. 66]; У12А — рис. 81 [18, с. 66]; 40ХН2МА — рис. 37 [34, с. 63].

Таблица 7

Расчетные значения коэффициента утолщения стружки

γ°	30	25	18	15	12	10	8	5	0	−5	−8	−10	−18
k_c	1,50	1,73	2,06	2,19	2,32	2,40	2,47	2,58	2,73	3,05	3,23	3,35	3,74

Таблица 8

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания сталей при $\varphi' = 45^\circ$ и $l_3 = 0{,}15$ мм

Марка стали	t_r, мм	$S_{об}$, мм/об	γ°	k_c	e_i	σ_s, МПа	T, °С	σ_{st}, МПа	P_z, Н	$P_{zэ}$, Н	δ, %
Э	0,50	0,21	8	2,47	1,568	900	910	627,0	224,0	222	0,9
10	0,50	0,21	0	2,73	1,580	907	890	637,9	233,2	236	1,2
10	0,50	0,21	8	2,47	1,568	905	890	636,5	227,4	228	0,3
20	0,50	0,21	8	2,47	1,568	950	980	639,7	228,5	225	1,5
45	0,50	0,21	8	2,47	1,568	1100	1000	733,3	262,0	255	2,7
У8А	0,50	0,21	8	2,47	1,568	1300	1000	866,7	309,6	296	4,4
У12А	0,50	0,21	8	2,47	1,568	1400	1000	933,3	333,4	314	5,8
40ХН2МА	1,00	0,21	10	2,40	1,562	1350	1000	900,0	624,5	580	7,1
40ХН2МА	1,00	0,30	10	2,40	1,562	1350	1000	900,0	853,4	850	0,4

В книге [38, с. 224, рис. 144] представлены экспериментальные данные по точению жаропрочной стали 15Х18Н12С4ТЮ: $t_r = 0{,}25$ мм, $S_{об} = 0{,}09$ мм/об, $\gamma = 10°$; $\varphi' = 45°$, $l_3 = 0{,}1$ мм, $v = 120$ м/мин, $T = 1200$ °С, $P_{z\text{э}} = 57$ Н. Приведем результаты сопоставительного расчета: $k_c = 2{,}4$, $e_i = 1{,}562$, $\sigma_s = 1300$ МПа [19, с. 114, рис. 5.44, *а*], $\sigma_{st} = 780$ МПа, $P_z = 64{,}6$ Н, $\delta = 11{,}8$ %.

В работе [38, с. 25, рис. 15] приведены также и результаты экспериментальных исследований зависимости силы резания от длины контакта заготовки с задней поверхностью резца. Сопоставление расчетных и экспериментальных значений силы резания стали 40ХН2МА в зависимости от относительной длины l_3 контакта заготовки с задней поверхностью резца при $t_r = 1$ мм, $S_{об} = 0{,}3$ мм/об, $\gamma = 10°$, $\varphi' = 45°$, $k_c = 2{,}4$, $e_i = 1{,}562$, $\sigma_s = 1350$ МПа, $T = 1000$ °С, $\sigma_{st} = 900$ МПа представлено в табл. 9.

В работе [45, с. 59] приведены результаты экспериментов, свидетельствующие, что при увеличении в результате изнашивания резца длины контакта заготовки с задней поверхностью резца до $l_3 = 0{,}7$ мм сила резания увеличивается в 1,5 раза по сравнению с начальной стадией резания неизношенным резцом. Если произвести расчет с $l_3 = 0{,}7$ мм для параметров табл. 9, то получим значение $P_z = 1257{,}7$ Н, которое отличается от $P_z = 816{,}7$ Н при $l_3 = 0{,}1$ мм в 1,54 раза ($\delta = 2{,}6$ %).

В работе [38, с. 49, табл. 4] приведены экспериментальные силы резания различных жаропрочных сплавов. Поскольку данные сплавы согласно работе [38] имеют близкие пределы текучести и практически одинаковые пределы прочности (наименьший предел прочности $\sigma_в = 1052$ МПа, который соответствует сплаву ХН77ТЮ, отличается от наибольшего $\sigma_в = 1133$ МПа, который соответствует сплаву ХН55ВМТФКЮ, всего на 7 %), то для расчета силы резания (ввиду отсутствия всех соответствующих кривых упрочнения) нами было определено единое напряжение текучести σ_s по одной имеющейся кривой упрочнения аналогичного сплава, показанной на рис. 5.29 [19, с. 108, кривая *7*]. Сопоставление расчетных и экспериментальных значений силы резания жаропрочных сплавов при $t_r = 0{,}5$ мм, $S_{об} = 0{,}21$ мм/об, $\gamma = 8°$, $\varphi' = 45°$, $k_c = 2{,}47$, $l_3 = 0{,}1$ мм, $e_i = 1{,}568$, $\sigma_s = 1550$ МПа, $T = 1000$ °С, $\sigma_{st} = 1033{,}3$ МПа представлено в табл. 10.

В табл. 11 ÷ 15 представлены результаты сопоставления расчетных и экспериментальных значений силы резания при различных скоростях резания, выполненные с учетом повышения температуры. Экспериментальные данные (в том числе и температуры резания) взяты: для табл. 11 — с рис. 24, с. 38, для табл. 12 — с рис. 23, с. 35, для табл. 13 — с рис. 16, *б*, с. 29 книги [38]; для табл. 14 — из табл. 3 [39, с. 111]; для табл. 15: сталь 20Х — из табл. 3.9, с. 179, табл. 3.10, с. 180 книги [40] (напряжение текучести σ_s взято с рис. 46, *з*, [34, с. 69]; сталь 45 — из табл. 4.10 [40, с. 224]; сталь 35Л — с рис. 8.10 [44, с. 232] (σ_s взято с рис. 40 [34, с. 64, кривая *8*]); сталь 25ХГТ — с рис. 8.5 [44, с. 228] (σ_s взято с рис. 5.33 [19, с. 111, кривая *6*]).

Таблица 9

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания стали 40ХН2МА

l_3, мм	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %
0,0	743,1	760	2,3
0,1	816,7	820	0,4
0,2	890,2	880	1,1
0,3	963,7	930	3,5
0,4	1037,2	990	4,5

Таблица 10

Расчетные и экспериментальные значения силы резания сплавов

Марка сплава	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %
ХН77ТЮ	348	318	8,6
ХН77ТЮР	348	319	8,3
ХН70ВМТЮ	348	333	4,3
ХН70ВМФТЮ	348	338	2,9
ХН55ВМТФКЮ	348	328	5,7
ХН51ВМТЮКФР	348	334	4,0

Таблица 11

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания стали Э при $t_r = 0{,}5$ мм, $S_{об} = 0{,}21$ мм/об, $\gamma = 8°$, $\varphi' = 45°$, $k_c = 2{,}47$, $l_3 = 0{,}15$ мм, $e_i = 1{,}568$, $\sigma_s = 900$ МПа

v, м/мин	T, °С	σ_{st}, МПа	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %
140	600	720	257,2	260	1,1
210	750	675	241,1	245	1,6
420	850	645	230,4	230	0,2
500	910	627	224,0	222	0,9

Таблица 12

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания стали У8А при $t_r = 0{,}5$ мм, $S_{об} = 0{,}21$ мм/об, $\gamma = 15°$, $\varphi' = 45°$, $k_c = 2{,}47$, $l_3 = 0{,}15$ мм, $e_i = 1{,}540$, $\sigma_s = 1300$ МПа

v, м/мин	T, °С	σ_{st}, МПа	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %
50	630	1027,0	356,3	325	8,8
100	800	953,3	330,7	300	9,3
150	900	910,0	315,7	285	9,7
200	1000	866,7	300,6	280	6,9
250	1100	823,3	285,6	278	2,7
300	1200	780,0	270,6	275	1,6

Таблица 13

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания сплава ХН51ВМТЮКФР при $t_r = 0{,}5$ мм, $S_{об} = 0{,}09$ мм/об, $\gamma = 8°$, $\varphi' = 45°$, $k_c = 2{,}73$, $l_3 = 0{,}15$ мм, $e_i = 1{,}580$, $\sigma_s = 1550$ МПа

v, м/мин	T, °С	σ_{st}, МПа	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %
10	600	1240,0	203,1	198	2,5
20	700	1188,3	194,6	194	0,3
30	800	1136,7	186,2	185	0,6
40	900	1085,0	177,7	175	1,5
50	1000	1033,3	169,2	165	2,5
55	1050	1007,5	165,0	160	3,0

Таблица 14

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания стали ШХ15 при $t_r = 4{,}1$ мм, $S_{об} = 0{,}5$ мм/об, $\gamma = 0$, $\varphi' = 45°$, $k_c = 2{,}73$, $l_3 = 0{,}1$ мм, $e_i = 1{,}580$, $\sigma_s = 1200$ МПа

v, м/мин	T, °С	σ_{st}, МПа	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %
30	560	976	5889,8	5640	4,2
40	610	956	5769,1	5420	6,1
60	700	920	5551,9	5150	7,2
80	790	884	5334,6	4960	7,0
100	840	864	5213,9	4800	7,9

Таблица 15

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания различных сталей при $\varphi' = 45^\circ$

Сталь	t_r, мм	$S_{об}$, мм/об	γ°	l_3, мм	v, м/мин	k_c	e_i	σ_s, МПа	T, °С	σ_{st}, МПа	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %
20Х	0,5	0,11 0,17 0,23 0,30	0	0,30	174	2,73	1,580	1000	550 600 650 700	816,7 800,0 783,3 766,7	226,7 292,9 358,4 435,3	210 300 360 430	7,4 2,4 0,4 1,2
		0,23 0,23 0,23 0,23			111 138 222 276				550 600 700 750	816,7 800,0 766,7 750,0	373,7 366,1 350,8 343,2	370 355 350 350	1,0 3,0 0,2 2,0
45	1,0	0,39	15	0,10	174 270 336	2,19	1,540	1100	950 1100 1200	751,7 696,7 660,0	856,0 793,3 751,6	795 768 685	7,1 3,2 8,9
35Л	1,5	0,3	0	0,10	30 60 90 120 150 180	2,73	1,580	1050	500 650 800 850 900 950	875,0 822,5 770,0 752,5 735,0 717,5	1214,1 1141,2 1068,4 1044,1 1019,8 995,6	1200 1100 1050 1000 980 980	1,2 3,6 1,7 4,2 3,9 1,6
25ХГТ	2,0	0,26	0	0,25	30 60 90 120 150 180 210	2,73	1,580	1400	600 750 900 1000 1100 1150 1200	1120,0 1050,0 980,0 933,3 886,7 863,3 840,0	2078,5 1948,6 1818,7 1732,1 1645,5 1602,2 1558,9	2100 2000 1750 1650 1500 1490 1490	1,0 2,6 3,8 4,7 8,8 7,0 4,4

Таблица 16

Расчетные и экспериментальные данные для жаропрочной стали 15Х18Н12С4ТЮ при $t_r = 1$ мм, $S_{об} = 0{,}22$ мм/об, $\gamma = 10^\circ$, $\varphi' = 45^\circ$, $k_c = 2{,}4$, $l_3 = 0{,}15$ мм, $e_i = 1{,}562$, $\sigma_s = 1300$ МПа

v, м/мин	T, °С	σ_{st}, МПа	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %
1	20	1300,0	938,4	850	9,4
36	680	1005,3	725,7	730	0,6
48	750	975,0	703,8	700	0,5
60	850	931,7	672,5	650	3,3
72	880	918,7	663,5	650	2,0

В книге [39, с. 97] представлены экспериментальные данные по точению стали Х18Н9Т: $t_r = 2{,}8$ мм, $S_{об} = 0{,}44$ мм/об, $\gamma = 15^\circ$, $\varphi' = 45^\circ$, $l_3 = 0{,}1$ мм, $v = 120$ м/мин, $T = 990$ °С, $P_{z\text{э}} = 2560$ Н. Приведем результаты сопоставительного расчета: $k_c = 2{,}19$, $e_i = 1{,}540$, $\sigma_s = 1200$ МПа [19, с. 114, рис. 5.44, *а*], $\sigma_{st} = 804$ МПа, $P_z = 2723{,}7$ Н, $\delta = 8{,}3$ %.

В табл. 16 и 17 приведены сопоставления расчетных и экспериментальных значений силы резания жаропрочных материалов. Экспериментальные данные (включая температуры) взяты из работы [43]: для табл. 16 — с рис. 28, с. 66; для табл. 17 — с рис. 30, с. 67.

Приведем также (табл. 18) результаты сопоставления расчетной силы резания P_z титановых сплавов с экспериментальной силой резания $P_{z\text{э}}$. Данные по титановому сплаву ВТ3-1 взяты с рис. 3.43, *б* [40, с. 177], а по титановому сплаву ВТ3 — с рис. 44, *а* [45, с. 58]. Напряжение текучести определено с учетом рис. 1 на с. 10, а температуры — по рис. 18 на с. 27 работы [45].

Таблица 17

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания жаропрочного сплава ХН56ВМКЮ при $t_r = 1$ мм, $\gamma = 12^\circ$, $\varphi' = 45^\circ$, $k_c = 2{,}32$, $l_3 = 0{,}25$ мм, $e_i = 1{,}554$, $\sigma_s = 1550$ МПа

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	σ_{st}, МПа	P_z, Н	$P_{z\text{э}}$, Н	δ, %
0,074	1	20	1550,0	620,2	550	11,3
	6	410	1338,2	535,5	470	12,2
	12	550	1265,8	506,5	440	13,1
	15	600	1240,0	496,2	430	13,3
0,11	1	20	1550,0	770,1	760	1,3
	6	460	1312,3	652,0	650	0,3
	12	640	1219,3	605,8	600	1,0
	15	690	1193,5	593,0	590	0,5
0,15	1	20	1550,0	938,3	900	4,1
	6	500	1291,7	781,9	800	2,3
	12	670	1203,8	728,7	750	2,9
	15	720	1178,0	713,1	700	1,8
0,25	1	20	1550,0	1366,1	1380	1,0
	6	550	1265,8	1115,6	1150	3,1
	12	720	1178,0	1038,2	1050	1,1
	15	800	1136,7	1001,8	1000	0,2
0,30	1	20	1550,0	1583,9	1520	4,0
	6	570	1255,5	1283,9	1230	4,1
	12	740	1167,7	1193,2	1160	2,8
	15	820	1126,3	1151,0	1100	4,4
0,34	1	20	1550,0	1760,2	1650	6,3
	6	580	1250,3	1419,2	1400	1,4
	12	770	1152,2	1308,4	1220	7,2
	15	850	1110,8	1261,4	1210	4,1
0,39	1	20	1550,0	1982,8	1850	6,7
	6	600	1240,0	1586,2	1500	5,4
	12	800	1136,7	1454,1	1320	9,2
	15	900	1085,0	1388,0	1300	6,3

Таблица 18

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания титановых сплавов при $\gamma = 0$, $\varphi' = 45^\circ$, $k_c = 2{,}73$, $l_3 = 0{,}1$ мм, $e_i = 1{,}580$, $\sigma_s = 1450$ МПа

Сплав	t_r, мм	$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	σ_{st}, МПа	P_z, Н	$P_{zэ}$, Н	δ, %
ВТ3-1	0,5	0,07	70	1000	1023,5	141,7	140	1,2
ВТ3	1,0	0,11 0,17 0,22 0,30 0,35	40	900	1066,2	412,6 594,5 748,3 998,8 1158,2	400 580 720 960 1130	3,1 2,4 3,8 3,9 2,4

Таблица 19

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания алюминиевого сплава Ал9 при $t_r = 1$ мм, $\gamma = 10^\circ$, $\varphi' = 45^\circ$, $k_c = 2{,}41$, $l_3 = 0{,}5$ мм, $e_i = 1{,}562$, $\sigma_s = 400$ МПа

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	σ_{st}, МПа	P_z, Н	$P_{zэ}$, Н	δ, %
0,20	1 120 240 360	20 200 300 350	400,0 338,5 307,7 292,3	380,7 322,1 292,9 278,2	420 330 280 270	5,1 2,4 4,4 3,0
0,30	1 120 240 360	20 220 330 400	400,0 332,3 298,5 276,9	493,6 410,1 368,3 341,7	500 420 350 340	1,3 2,4 5,0 0,5
0,43	1 120 240 360	20 260 360 440	400,0 320,0 289,2 264,6	644,6 515,7 466,1 426,4	680 510 430 420	5,5 1,1 7,7 1,5

Таблица 20

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания стали 45 при различных скоростях резания и $t_r = 3$ мм, $S_{об} = 0{,}2$ мм/об, $\varphi' = 45^\circ$, $l_3 = 0{,}2$ мм, $\sigma_s = 1100$ МПа

γ°	k_c	e_i	v, м/мин	T, °С	σ_{st}, МПа	P_z, Н	$P_{zэ}$, Н	δ, %
15	2,19	1,540	100	850	788,3	1618,3	1480	8,5
			200	900	770,0	1580,7	1480	6,4
			300	950	751,7	1543,0	1480	4,1
			400	1000	733,3	1505,4	1450	3,7
			500	1030	722,3	1482,8	1410	4,9
			600	1060	711,3	1460,2	1390	4,8
			700	1090	700,3	1437,7	1320	8,2
			800	1120	689,3	1415,1	1300	8,1
			900	1150	678,3	1392,5	1280	8,1
−5	3,05	1,575	100	900	770,0	1769,2	1760	0,5
			200	950	751,7	1727,1	1750	1,3
			300	1000	733,3	1685,0	1700	0,9
			400	1050	715,0	1642,9	1650	0,4
			500	1080	704,0	1617,6	1590	1,7
			600	1110	693,0	1592,3	1540	3,3
			700	1140	682,0	1567,0	1490	4,9
			800	1170	671,0	1541,8	1440	6,6
			900	1200	660,0	1516,2	1420	6,4

Таблица 21

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания стали 45 при различных длинах l_3 износа задней поверхности и $t_r = 2$ мм, $S_{об} = 0{,}38$ мм/об, $\varphi' = 45^\circ$, $\sigma_s = 1100$ МПа, $T = 900$ °С, $\sigma_{st} = 770$ МПа, $v = 220$ м/мин

γ°	k_c	e_i	l_3, мм	P_z, Н	$P_{zэ}$, Н	δ, %
15	2,19	1,540	0,0	1736,5	1700	2,1
			0,2	1799,4	1900	5,6
			0,4	2051,0	2000	2,5
			0,6	2302,5	2300	0,1
			0,8	2554,1	2400	6,0
−5	3,05	1,575	0,0	1983,6	2000	0,8
			0,2	2046,5	2200	7,5
			0,4	2298,1	2400	4,4
			0,6	2549,6	2600	2,0
			0,8	2801,2	2750	1,8
			1,0	3052,9	2850	6,6

Таблица 22

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания стали 45 при различных глубинах резания и $S_{об} = 0{,}3$ мм/об, $\varphi' = 45^\circ$, $l_3 = 0{,}4$ мм, $\sigma_s = 1100$ МПа, $T = 950$ °С, $\sigma_{st} = 751{,}7$ МПа, $v = 300$ м/мин

γ°	k_c	e_i	t_r, мм	P_z, Н	$P_{zэ}$, Н	δ, %
15	2,19	1,540	1,1	932,9	900	3,5
			1,4	1181,3	1200	1,6
			2,1	1760,9	1750	0,6
			2,9	2423,3	2300	5,1
			3,6	3002,9	2850	5,1
			4,3	3582,5	3400	5,1
			5,0	4162,1	3950	5,1
			5,7	4741,7	4500	5,1
			6,4	5321,3	5000	6,0
			7,1	5900,9	5500	6,8
			8,5	7060,1	6500	7,9
			9,9	8219,3	7800	5,1
−5	3,05	1,575	1,1	1040,0	1050	1,0
			1,4	1315,5	1350	2,6
			2,1	1958,3	2000	2,1
			2,9	2693,0	2700	0,3
			3,6	3335,8	3400	1,9
			4,3	3978,6	4000	0,5
			5,0	4621,4	4700	1,7
			5,7	5264,2	5400	2,6
			6,4	5907,0	6000	1,6
			7,1	6549,8	6600	0,8
			8,5	7835,4	7800	0,5
			9,9	9121,0	9000	1,3

Таблица 23

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания стали 45 при различных подачах и t_r = 3 мм, $\varphi' = 45^\circ$, l_3 = 0,4 мм, σ_s = 1100 МПа, T = 950 °С, σ_{st} = 751,7 МПа, v = 300 м/мин

γ°	k_c	e_i	$S_{об}$, мм/об	P_z, Н	$P_{zэ}$, Н	δ, %
15	2,19	1,540	0,11	1365,5	1300	4,8
			0,14	1565,3	1500	4,2
			0,21	1983,3	1900	4,2
			0,28	2403,7	2300	4,3
			0,42	3252,0	3100	4,7
			0,57	4110,2	3900	5,1
			0,71	4978,2	4800	3,6
			0,85	5856,0	5500	6,1
−5	3,05	1,575	0,11	1463,6	1400	4,3
			0,14	1694,7	1700	0,3
			0,21	2178,7	2200	1,0
			0,28	2666,1	2650	0,6
			0,42	3650,7	3500	4,1
			0,57	4648,6	4300	7,5
			0,71	5659,8	5100	9,9
			0,85	6684,3	6050	9,5

В табл. 19 приведены расчетные и экспериментальные значения силы резания алюминиевого сплава Ал9. Экспериментальные данные (включая температуры) взяты с рис. 55 [43, с. 127]. Напряжение текучести σ_s взято с рис. 160 [18, с. 80, кривая *2*].

В работе [48] приведены результаты детальных экспериментальных исследований процесса точения стали 45, которые позволяют проверить расчетную формулу не только в области положительных, но также и отрицательных передних углов в зависимости от широкого варьирования различных факторов. Экспериментальные данные для табл. 20 взяты с рис. 5 на с. 9 работы [48], температуры определялись по рис. 9 на с. 11. Экспериментальные данные для табл. 21 взяты с рис. 20 и 21 на с. 19 и 20 работы [48], для табл. 22 — с рис. 13 на с. 15, а для табл. 23 — с рис. 16 на с. 16.

Следует отметить, что найденные в табл. 20 теоретические значения коэффициента k_c утолщения стружки хорошо соответствуют экспериментальным значениям $k_{cэ}$, показанным на рис. 6 [48, с. 10]. При v = 100 м/мин для $\gamma = 15^\circ$ получено $k_{cэ} = 2{,}2$ ($\delta = 0{,}5$ %), а для $\gamma = -5^\circ$ — $k_{cэ} = 3{,}1$ ($\delta = 1{,}6$ %).

Пример 2. Определить силу резания при несвободном точении заготовки из стали 45 при t_r = 3 мм, $S_{об}$ = 0,2 мм/об, $\gamma = -5^\circ$, $\varphi' = 45^\circ$, l_3 = 0,2 мм, T = 900 °С и сравнить теоретическое значение с экспериментальным $P_{zэ}$ = 1760 Н.

Решение. Поскольку $\gamma < 0$, то в соответствии с равенствами (219а) (см. В. М. 6, с. 65) $u = 1 - \sin\gamma = 1{,}087$. По формуле (219) (см. В. М. 6, с. 64) или табл. 7 находим коэффициент утолщения стружки k_c = 3,05. Затем по формуле (303) вычисляем среднее значение накопленной деформации e_i = 1,575. По кривой упрочнения на рис. 63 (см. В. М. 8, с. 65) находим напряжение текучести стали 45 при нормальной температуре: σ_s = 1100 МПа. Далее по формуле (298) определяем среднее напряжение текучести с учетом температуры резания: σ_{st} = 770 МПа. После этого по формуле (293) вычисляем силу резания P_z = 1769,2 Н, которая отличается от опытной $P_{zэ}$ = 1760 Н на 0,5 %.

Следует указать, что в строках табл. 21 с экспериментальным значением длины износа $l_3 = 0$ для теоретического расчета использовалось значение l_3 = 0,15 мм. Это связано с тем, что, несмотря на полное отсутствие износа, контакт обработанного металла с задней поверхностью резца из-за упругого восстановления все же имеется (см. В. М. 7, с. 56—61). Это обусловливает соответствующую силу трения, которую нужно учитывать.

В табл. 24 сопоставлена расчетная сила резания с экспериментальными данными, представленными в табл. 10 [7, с. 135]. В соответствии с указанием на этой странице передние углы резцов для разных материалов взяты нами из табл. 6 [7, с. 66]. Для определения средних напряжений текучести σ_s нами использованы кривые упрочнения: алюминиевого сплава В93 — рис. 2.19, *б* [41, с. 59]; меди — рис. 5.69 [19, с. 122]; бронзы — рис. 5.98, *в* [19, с. 131]; стали 05 — рис. 40 [34, с. 64]; стали 10 — рис. 40 [34, с. 64]; мартенситной стали ОХМ — рис. 5.33 [19, с. 111]; аустенитной стали 12Х18Н9Т —

Таблица 24

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания различных материалов при t_r = 1 мм, $S_{об}$ = 1 мм/об, $\varphi' = 45^\circ$ и l_3 = 0,5 мм

Материал	γ°	k_c	e_i	σ_s, МПа	T, °С	σ_{st}, МПа	P_z, Н	$P_{zэ}$, Н	δ, %
Алюминиевый сплав В93	30	1,50	1,421	400	500	246,2	736,6	710	3,6
Медь	30	1,50	1,421	250	600	175,0	523,7	520	0,7
Бронза	15	2,19	1,540	500	700	325,0	1078,5	1020	5,4
Сталь 05	30	1,50	1,421	700	900	490,0	1466,3	1400	4,5
Сталь 10	25	1,73	1,469	850	900	595,0	1849,2	1800	2,7
Мартенситная сталь ОХМ	15	2,19	1,540	1100	900	770,0	2555,3	2400	6,1
Аустенитная сталь 12Х18Н9Т	10	2,40	1,562	1300	900	910,0	3100,4	3100	0,0
Жаропрочный сплав ХН70ВМТ	5	2,58	1,575	1550	900	1033,3	3594,9	3500	2,6
Чугун	15	2,19	1,540	400	900	280,0	929,2	920	1,0

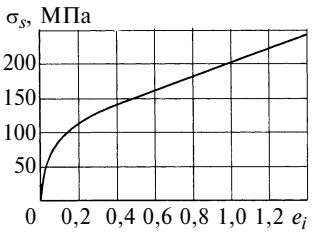


Рис. 69. Кривая упрочнения меди при 20 °С

рис. 5.33 [19, с. 111]; жаропрочного сплава ХН70ВМТ — рис. 5.29 [19, с. 108]; чугуна — рис. 5.25, *д* [19, с. 107].

Пример 3. Определить силу резания при несвободном точении заготовки из меди при $t_r = 1$ мм, $S_{об} = 1$ мм/об, $\gamma = 30°$, $\varphi' = 45°$, $l_3 = 0{,}5$ мм, $T = 600$ °С и сравнить теоретическую величину с экспериментальным значением $P_{zэ} = 520$ Н.

Решение. Поскольку $\gamma > 0$, то в соответствии с равенствами (219а) (см. В. М. 6, с. 65) $u = 1$. По формуле (219) (см. В. М. 6, с. 64) находим коэффициент утолщения стружки $k_c = 1{,}50$. Затем по формуле (303) вычисляем среднее значение накопленной деформации $e_i = 1{,}421$. По кривой упрочнения на рис. 69 (построена по рис. 5.69 [19, с. 122]) находим напряжение текучести при нормальной температуре: $\sigma_s = 250$ МПа. Далее по формуле (300) определяем среднее напряжение текучести с учетом температуры резания: $\sigma_{st} = 175$ МПа. После этого по формуле (293) вычисляем силу резания $P_z = 523{,}7$ Н, которая отличается от опытной величины $P_{zэ} = 520$ Н на 0,7 %.

В книге [7, с. 135—137] указано, что практически силу резания определяют по формуле

$$P_z = C_p t_r S_{об}^n , \qquad (305)$$

где C_p — постоянная удельная сила резания, определяемая при $S_{об} = 1$ мм/об и $t_r = 1$ мм при оптимальной для данного материала геометрии инструмента. В этой формуле обычно принимают $n = 0{,}75$. При этом в книге [7, с. 147] указано, что в нормативах рекомендуется более сложная и точная формула

$$P_z = C_{pz} t_r^{x_{pz}} S_{об}^{y_{pz}} k_v^{n_v} k_м k_\varphi k_\gamma k_\lambda . \qquad (306)$$

В этой формуле имеются лишь две конкретные величины t_r и $S_{об}$, и целых 9 (!) экспериментальных поправочных коэффициентов и показателей степеней, характеризующих физико-механические свойства обрабатываемого материала, скорость резания, геометрию резца и степень износа его задней поверхности (отдельно оговаривать каждый коэффициент здесь не будем, отсылая интересующихся к первоисточнику).

Формулы (305) и (306) говорят о вынужденной необходимости использования только *эмпирических выражений*, т. е. свидетельствуют о полном отсутствии у их создателей строгой *математической теории* резания, пригодной для практики. При этом в литературе встречаются упреки (см., например, [46, с. 133]) в том, что для одних и тех же материалов и режимов резания входящие в эти формулы коэффициенты у разных авторов в несколько раз отличаются друг от друга. Такие формулы не позволяют прогнозировать величину изменения силы при необходимости обработки новых материалов или освоения новых режимов резания, для которых экспериментальные поправочные коэффициенты отсутствуют. Эти формулы не выявляют и причин наблюдаемого влияния на процесс резания тех или иных параметров обработки.

Иное дело — строгие теоретические формулы типа (293). Например, эксперимент выявляет непропорциональное увеличение силы резания при увеличении подачи $S_{об}$, что учтено в эмпирической формуле (305) поправочным показателем степени $n = 0{,}75$. Иными словами, эксперимент показывает, что при увеличении подачи в 2 раза сила резания увеличивается только в 1,68 раза. А из нашей теоретической формулы (293) вроде бы следует, что при увеличении подачи в 2 раза сила резания также увеличивается в 2 раза (малозначащими последними членами формулы пренебрегаем). Между тем незначительное несоответствие эксперименту здесь — только кажущееся. Дело в том, что, как указано в статье "6. Определение основных параметров процесса резания" (см. В. М. 6, с. 64—70), увеличение подачи приводит к некоторому уменьшению коэффициентов трения μ, μ_1 и μ_2, что и обусловливает определенную потерю пропорциональности. Например, для меди в примере 3 при подаче $S_{об} = 1$ мм/об получено расчетное значение силы резания $P_z = 523{,}7$ Н. Если удвоить подачу, т. е. провести расчет с $S_{об} = 2$ мм/об, одновременно приняв $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0{,}4$, то, последовательно используя формулы (219), (198) (см. В. М. 5, с. 68) с $s = h_2$, (300), (293), аналогично примеру 3 получим: $k_c = 1{,}37$, $e_i = 1{,}203$, $\sigma_s = 220$ МПа (см. рис. 69), $\sigma_{st} = 154$ МПа, $P_z = 882{,}1$ Н, что отличается от силы резания $P_z = 523{,}7$ Н при $S_{об} = 1$ мм/об не в 2, а в 1,68 раза. Таким образом, мы получили полное совпадение с экспериментальной (общепринятой) пропорцией увеличения силы резания в зависимости от подачи.

Укажем, что мы лишь для упрощения расчета задаем коэффициенты трения как независимые величины, но на самом деле они зависят от подачи и скорости резания, а от них, в свою очередь, зависят коэффициент утолщения стружки, накопленная деформация и, соответственно, напряжение текучести. Все это можно было бы легко учесть регламентацией коэффициентов трения в зависимости от подачи и скорости резания, т. е. в одном диапазоне подач и скоростей использовать коэффициенты $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0{,}5$, в другом — $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0{,}45$, в третьем — $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0{,}4$ и т. д. Можно также использовать $\mu \neq \mu_1 \neq \mu_2$. Вероятно, это еще более повысило бы точность расчетов, поскольку из табл. 8÷24 видно, что в подавляющем большинстве случаев теоретические значения силы резания превышают экспериментальные. Однако это усложнило бы процедуру расчета технологу-практику, поскольку заставляло бы дополнительно задумываться о выборе значений коэффициентов трения.

Поэтому авторы старались максимально упростить практический расчет путем использования "стандартных" коэффициентов трения $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0{,}5$, представленных в справочной литературе кривых упрочнения при нормальной температуре, а также коэффициентов утолщения стружки, вычисляемых по наиболее простой формуле, а не устанавливаемых по методике из статьи "6. Определение основных параметров процесса резания" с учетом скоростного или деформационного упрочнения и не определяемых с помощью традиционных экспериментов. Нашей целью было оценить возможную точность такого упрощенного расчета.

В результате выяснено, что даже при облегченном расчете по выведенным формулам точность является весьма высокой. Сопоставление результатов вычислений со 198 экспериментальными данными разных авторов показало, что полученные нами формулы обеспечивают высокую точность практических расчетов силы резания, будучи достаточно простыми и наглядными, что облегчает их применение технологами-практиками и не требует трудоемких экспериментальных исследований на металлорежущих станках с широким использованием специальной аппаратуры.

Приведенные экспериментальные данные показывают, что в процессе резания с высокими скоростями возникают большие температуры, приводящие к снижению стойкости инструмента. Для повышения производительности процесса металлообработки с одновременным резким увеличением стойкости инструмента используют круглые самовращающиеся резцы (рис. 70). Для того чтобы обеспечить самовращение такого резца, необходимо установить его под некоторым углом к направлению вращения заготовки. Если угол Ω между осью инструмента и направлением подачи меньше 90°, то направление резания называют прямым, а если $\Omega > 90°$ — то обратным.

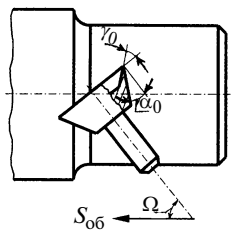


Рис. 70. Схема резания круглым самовращающимся резцом

Значительное повышение стойкости вращающегося резца по сравнению с неподвижным обусловлено двумя причинами: 1) охлаждением отработавшего участка режущей кромки за время оборота после выведения из процесса резания; 2) большим увеличением длины режущей кромки, принимающей участие в работе. Эксперименты показывают, что при вращении круглого резца со скоростью, составляющей 20 % от скорости резания, достигается снижение температуры резания на 40 % по сравнению с температурой, возникающей при точении обычным неподвижным резцом [39, с. 154].

Таблица 25

Расчетные и экспериментальные данные процесса резания круглым самовращающимся резцом алюминиевого сплава АМг3 при t_r = 2 мм, $S_{об}$ = 0,2 мм/об, γ_0 = 0, α_0 = 10°, φ' = 45°, l_3 = 0,3 мм, e_i = 1,6, σ_s = 305 МПа, v = 290 м/мин

$\Omega°$	$\gamma°$	k_c	T, °C	σ_{st}, МПа	P_z, Н	$P_{zэ}$, Н	δ, %
130	18	2,06	73	287,9	437,1	390	10,8
110	10	2,40	110	279,2	436,3	385	11,8
95	5	2,58	145	271,0	429,1	410	4,5
90	0	2,73	150	269,8	431,3	420	2,6
85	−5	3,05	155	268,6	457,0	440	3,7
70	−10	3,35	135	273,3	491,2	490	0,2
50	−18	3,74	100	281,5	543,5	600	10,4

Скорость вращения круглых резцов регулируется изменением угла Ω. Чем больше этот угол отличается от 90°, тем быстрее вращается резец и больше снижается температура. Особенно значительно снижается температура резания при обратном точении, т. е. при $\Omega > 90°$, поскольку при этом уменьшается фактический передний угол γ резца, вследствие чего снижается сила резания. Однако следует помнить, что при увеличении Ω уменьшается фактический задний угол α, который может перейти в область отрицательных значений, что сделает процесс резания практически невозможным.

В табл. 25 сопоставлены расчетные и экспериментальные значения силы резания круглым самовращающимся резцом из алюминиевого сплава АМг3. Экспериментальные данные (включая температуры) взяты из работы [39, с. 157, рис. 66], напряжение текучести σ_s — из справочника [19, с. 124, рис. 5.73-2]. Резец как геометрическое тело имел углы $\gamma_0 = 0$ и $\alpha_0 = 10°$.

Пример 4. Определить силу резания при несвободном точении круглым самовращающимся резцом заготовки из алюминиевого сплава АМг3 при $t_r = 2$ мм, $S_{об} = 0{,}2$ мм/об, $\gamma = -10°$, $\varphi' = 45°$, $l_3 = 0{,}3$ мм, $T = 135$ °С и сравнить теоретическую величину с экспериментальным значением $P_{zэ} = 490$ Н.

Решение. Поскольку $\gamma < 0$, то в соответствии с равенствами (219а) (см. В. М. 6, с. 65) $u = 1 - \sin\gamma = 1{,}174$. По формуле (219) (см. В. М. 6, с. 64) находим коэффициент утолщения стружки $k_c = 3{,}35$. Затем по формуле (303) вычисляем среднее значение накопленной деформации $e_i = 1{,}562$. По кривой *2* упрочнения на рис. 5.73 [19, с. 124] находим напряжение текучести при нормальной температуре: $\sigma_s = 305$ МПа. Далее по формуле (299) определяем среднее напряжение текучести с учетом температуры резания: $\sigma_{st} = 273{,}3$ МПа. После этого по формуле (293) вычисляем силу резания $P_z = 491{,}2$ Н, которая отличается от опытной $P_{zэ} = 490$ Н на 0,2 %.

УДК 658.5:[621:629.1]

Р. Н. ВЛАСОВ (ГУУ, г. Москва)

Методические положения по формированию и распределению производственной программы организации транспортного машиностроения, обеспечивающей ритмичность производства изделий

В настоящее время вопросы организации и управления машиностроительным производством являются актуальными. К числу таких вопросов по праву следует отнести обеспечение ритмичности производства изделий в организациях транспортного машиностроения. Под *ритмичностью производства* следует понимать равномерность формирования и реализации производственной программы выпуска продукции, позволяющей наиболее эффективно использовать ограниченные ресурсы (трудовые, материальные, организационные, финансовые, научно-технические и др.), обеспечивающие достижение поставленных целей в конкурентных условиях рынка.

Одной из важных задач, способствующих обеспечению ритмичности производства изделий транспортного машиностроения, является формирование производственных программ для подразделений и организации в целом и распределение их выполнения по календарным отрезкам каждого планового периода. Развитие теории и практики организации и управления производством требует пересмотра методических положений по решению данной задачи, которые позволяют обеспечить ритмичность производства изделий в современных условиях свободного конкурентного рынка.

Производство изделий транспортного машиностроения имеет свои особенности, обусловленные, прежде всего, уникальностью и специфичностью товарного ассортимента и номенклатуры выпускаемой продукции. В связи с этим формирование производственных программ и распределение их выполнения по календарным отрезкам каждого планового периода должно начинаться с классификации продукции, выпускаемой организациями транспортного машиностроения. Следует отметить, что подобного рода классификация продукции должна быть достаточно объективной и отвечать целям планирования производства изделий и обеспечения ритмичности их выпуска.

Товарная продукция организаций транспортного машиностроения подразделяется на категории: *A*, *B*, *C*, *D*: 1) локомотивы (*A*); 2) дизели (*B*); 3) дизельные электростанции (*C*); 4) запасные части (*D*); 5) ЗИП — запасные инструменты и приспособления (модус) (*D*); 6) дополнительное оборудование к дизелям, локомотивам или электростанциям (*D*); 7) детали и сборочные единицы для ремонтно-эксплуатационных нужд (*D*); 8) заказы сторонних организаций, кооперированные поставки, гарантийное обслуживание изделий, опытные работы и др. (*D*).

Для целей планирования и обеспечения ритмичности производства изделий на этапе формирования и распределения производственных программ целесообразно классифицировать "локомотивы" (категория *A*) по следующим признакам (характеристикам):

a — модификация локомотива (включая деление на тепловозы, электровозы, газотурбовозы, паровозы);

b — характеристика и порядковый номер выпускаемого изделия (определяет степень освоения производством изделия и его новизну);

c — номер заказа, открытого в организации на партию изделий для потребителя (ордер—номер);

d — число секций локомотива (одно-, двух-, многосекционный);

e — особенности изготовления тележки (одно-, двух-, трех-, четырехосная);

f — отличительные особенности изготовления изделия в производстве;

g — отличительные особенности комплектования изделия;

i — длительность производственного цикла в декадах;

r — порядковый номер декады отгрузки локомотива потребителю как товарной продукции в плановом году.

"Дизели" (категория *B*) классифицируют по признакам:

a — модификация дизеля, включая деление на дизель, газодизель (нефть) и газовый мотор;

b — характеристика и порядковый номер выпускаемого изделия (определяет степень освоения изделия производством и его новизну);

c — номер заказа, открытого в организации на партию изделий для потребителя (ордер—номер);

d — число цилиндров в дизеле (4, 6, 8, 12 и т. д.);

e — размерность дизеля (диаметр поршня и длина его хода);

f — отличительные особенности изготовления изделия в производстве (например, с генератором или без генератора и т. п.);

g — отличительные особенности комплектования изделия;

i — длительность производственного цикла в декадах;

r — порядковый номер декады отгрузки дизеля потребителю как товарной продукции в плановом году.

Классификацию "дизельных электростанций" (категория *C*) следует осуществлять по признакам:

a — модификация электростанции (включая модификацию и число устанавливаемых дизелей);

b — характеристика и порядковый номер выпускаемого изделия (определяет степень освоения производством изделий и его новизну);

c — номер заказа, открытого в организации на партию изделий для потребителя (ордер—номер);

d — число блочных секций электростанции (одно-, двухсекционная и т. д.);

f — отличительные особенности изготовления изделия в производстве;

g — отличительные особенности комплектования изделия;

i — длительность производственного цикла в декадах;

r — порядковый номер декады отгрузки изделия потребителю как товарной продукции в плановом периоде (месяц, квартал, год).

Для товарной продукции категории *D* необходимо выделить признаки:

c — номер заказа, открытого в организации на выпуск продукции, выполняемые работы, услуги, оказываемые потребителю (ордер—номер);

g — отличительные особенности комплектования заказа;

i — длительность цикла выполнения заказа в декадах;

r — порядковый номер декады завершения выполнения заказа в плановом году.

Указанную классификацию товарной продукции необходимо проводить, прежде всего, для определения однородности выпускаемых изделий, обеспечения максимальной концентрации и специализации их выпуска в коротких планово-учетных периодах (декадах), взаимоувязки производственных программ по выпуску продукции с графиками подготовки продукции новых видов, обеспечения цехов материалами и комплектующими изделиями, своевременного ремонта оборудования и т. д.

При формировании и распределении производственных программ, обеспечивающих ритмичность их реализации, для организации в целом и ее производственных подразделений должен быть определен планово-учетный период, равный декаде. Данный выбор объясняется тем, что этот отрезок времени включается в более крупные планово-учетные периоды — месяц, квартал, год. Практика анализа ритмичности производства изделий в организациях основывается на декадных показателях выполнения производственной программы. Выбор планово-учетного периода мотивируется также тем, что снижение серийности производства в организациях транспортного машиностроения, а также изменения во внешней и внутренней среде их функционирования вызывают нестабильность месячных и квартальных производственных программ, которые достаточно часто корректируются в течение месяца, квартала. Вместе с тем в условиях декадного формирования и распределения производственных программ можно обеспечить ритмичность производства и неизменность планового задания как минимум в двух сопряженных планово-учетных декадах.

При вынужденных корректировках производственных программ следует придерживаться следующего порядка внесения в них изменений. Для каждой стадии производства можно корректировать производственные программы только двух декад, включая отчетную. Например, если в настоящий момент реализуется производственная программа первой декады отчетного месяца и требуется скорректировать запуск и выпуск заготовок на заготовительной стадии производства, то следует вносить изменения только в производственную программу третьей декады отчетного месяца. Это позволит сохранить неизменным номенклатурное задание в течение двух первых декад отчетного месяца для заготовительного производства, а также провести требующуюся подготовку производства в функциональных подразделениях, обеспечивающих ритмичный производственный процесс.

Сложнее корректировать производственные программы на механообрабатывающей и сборочной стадиях производства. Изменения заключаются в основном в расстановке приоритетов выпуска и запуска изделий, находящихся на этих стадиях производства, а также при выполнении операций технологического процесса обработки деталей и сборки изделий. В этом случае в качестве планово-учетной единицы необходимо использовать как номер выпускаемого изделия (машинокомплект), так и номер выполняемого заказа.

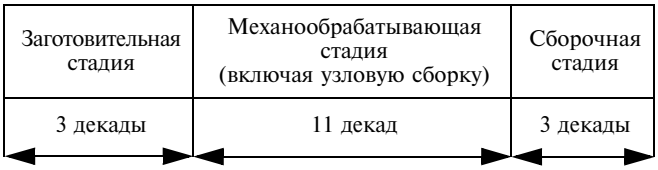
Рассмотренная классификация товарной продукции является достаточно полной для формирования и распределения производственной программы организации.

Цель формирования и распределения по декадам годовой, квартальной, месячной производственной программы заключается в минимизации числа различных наименований изделий, изготовляемых в каждой декаде, и высокая концентрация выпуска этих изделий при сохранении изделий всех наименований, выпускаемых в квартале, году, и повышении при этом ритмичности реализации производственной программы этого периода.

Следующим шагом при формировании и распределении производственной программы организации должно стать определение длительности (в декадах) производственных циклов изделий, подлежащих выпуску в плановом периоде (месяц, квартал, год). Необходимо выделить число целых декад, приходящихся на разные стадии производства изделия или выполнения заказа: заготовительную, механообрабатывающую (включая узловую сборку) и сборочную.

В условиях действующего производства определить состав и число стадий производства цикла изготовления изделия (выполнения заказа) нетрудно. Например, длительность изготовления 16-цилиндрового дизель-генератора (категория *B*) модификации 1А-9ДГ размерности 26/26 с учетом принятого числа смен и режима работы конкретной организации составляет 5,5 мес. (1 + 3,5 + 1) (1 мес. приходится на заготовительную стадию, 3,5 мес. — на механообрабатывающую и 1 мес. — на сборочную). Тогда производственный цикл изготовления дизель-генератора составит (3 + 11 + 3) = 17 целых декад. Графически примерный производственный

цикл изготовления дизель-генератора (*B*), выраженный в декадах, можно представить так:



Производственный цикл можно определить также по формуле

$$П_j(A, B, C, D) = З_j + M_j + C_j,$$

где j — порядковый номер изделия (заказа); $П_j$ — производственный цикл изготовления j-го изделия (заказа) (например дизеля категории *B* с характеристиками *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f*, *g*, *i*, *r*), выраженный в целых декадах; $З_j$, M_j, C_j — производственный цикл изготовления j-го изделия (заказа), выраженный в целых декадах, на стадии производства соответственно заготовительной, механообрабатывающей, сборочной.

Для обеспечения ритмичности производства изделий в организациях транспортного машиностроения при формировании и распределении производственной программы в декадах необходимо придерживаться следующего порядка:

1. Плановый год разбивается на 36 декад, каждой из которых последовательно (начиная с первой декады января) присваивается порядковый номер.

2. Годовая производственная программа выпуска изделий распределяется по кварталам и месяцам года: в первую очередь распределяются изделия и заказы с фиксированными сроками выпуска и выполнения заказов, включая серийную продукцию; во вторую — изделия, нерегулярно повторяющиеся, с нефиксированными сроками выпуска, концентрируемые с учетом обеспечения ритмичности производства; в третью — продукция единичных заказов с нефиксированными сроками выпуска, которую включают в программу тех месяцев, где предварительно выявлены свободные ресурсы времени и труда.

3. Для выполнения месячных производственных программ цехов формируются декадные программы выпуска изделий в сборочном цехе и для конечной стадии производства по конкретному заказу (например, по заготовительной стадии — программы выпуска полуфабрикатов для запасных частей сторонним организациям, по механообработке — деталей и сборочных единиц для реализации по кооперированным поставкам и т. д.). По каждой категории продукции (*A*, *B*, *C*, *D*) определяется порядковый номер декады (*r*) выпуска по сборочной или конечной стадии производства для заказа и включения ее в товарную продукцию. Необходимо, чтобы порядковый номер декады окончания изготовления изделия или заказа совпадал с декадой реализации продукции.

4. Сформированные декадные производственные программы выпуска конкретной продукции на сборочной стадии проверяются на равенство объемам продукции, выпускаемой в каждой декаде месяца, по себестоимости реализуемых в данной декаде изделий и заказов и на равенство планируемой и реальной трудоемкостей изготовления изделий (включая изделия по запуску и выпуску), т. е. проверяется соответствие потребного фонда времени располагаемому.

При этом месячные объемы выпускаемой продукции по трудоемкости следует распределять с учетом корректирующего коэффициента располагаемого фонда времени исходя из числа рабочих дней в декаде.

Возможен вариант, предполагающий выравнивание располагаемого фонда рабочего времени в декадах, путем внесения корректировок в месячный производственный календарь (т. е. перенос выходных и рабочих дней в планируемом месяце для выравнивания или увеличения рабочих дней в декадах месяца). Аналогичный подход может быть использован и в рамках квартала, года при условии сохранения числа выходных дней в планируемом месяце, квартале, годе.

Концентрирование продукции, выпускаемой в каждой декаде, основывается на представленной выше классификации товарной продукции категорий *A*, *B*, *C*, *D*.

5. На основании длительности (в целых декадах) циклов изготовления изделий определяются порядковые номера декад запуска изделий в производство по сборочной стадии. Например, если производственный цикл изготовления конкретного изделия по сборке составляет две декады и выпуск изделия намечен в третьей декаде февраля, то порядковые номера декад запуска и выпуска будут соответственно 4 и 6.

6. На основании порядковых номеров декад запуска конкретных изделий по сборочной стадии определяются порядковые номера декад выпуска на механообрабатывающей стадии производства (включая узловую сборку). Например, если на сборочной стадии производства порядковый номер декады запуска 4, то выпуск с механообработки должен быть запланирован в декаду с порядковым номером 3.

Такой порядок в планировании создает резервы времени, которые необходимо использовать для устранения неопределенностей и сбоев в ритмичности производства изделий, связанных с невозможностью их учета на этапе формирования и распределения производственных программ.

7. Сформированные декадные производственные программы по выпуску конкретных изделий на механообрабатывающей стадии проверяются на равенство в каждой декаде месяца по трудоемкости изготовления планируемых изделий, включая изделия по запуску и выпуску, т. е. на соответствие потребного фонда времени располагаемому. При этом следует использовать распределение месячных объемов продукции по трудоемкости с учетом корректирующего коэффициента располагаемого фонда времени исходя из числа рабочих дней в декаде или изменения производственного календаря так, как предложено в п. 4.

8. На основании длительности (в целых декадах) циклов изготовления конкретных изделий на механообрабатывающей стадии производства определяются порядковые номера декад запуска изделий в производство на механообрабатывающей стадии. Например, если производственный цикл изготовления изделия по механообработке и узловой сборке составляет 9 декад и выпуск изделия из цехов механообработки намечен в третьей декаде апреля, то порядковые номера декад запуска и выпуска будут соответственно 3 и 12.

9. На основании порядковых номеров декад запуска конкретных изделий на механообрабатывающей стадии производства определяются порядковые номера декад выпуска на заготовительной стадии производства. Например, если на механообрабатывающей стадии производства конкретного изделия порядковый номер декады запуска 4, то выпуск машинокомплекта или завершения заказа на заготовительной стадии должен быть запланирован в декаду с порядковым номером 3.

10. Сформированные декадные производственные программы выпуска конкретных машинокомплектов на заготовительной стадии проверяются на равенство в каждой декаде месяца планируемой и реальной трудоемкостей изготовления изделий (включая изделия по запуску и выпуску), т. е. на соответствие потребного фонда времени располагаемому. Следует также использовать распределение месячных объемов работ по трудоемкости с учетом корректирующего коэффициента располагаемого фонда времени исходя из числа рабочих дней в декаде или изменения производственного календаря так, как предложено в п. 4.

11. Декадные производственные циклы изготовления конкретных машинокомплектов и заказов на заготовительной стадии позволяют сформировать производственные программы их запуска в заготовительном производстве.

Необходимо подчеркнуть, что изделия с наибольшим производственным циклом изготовления, намеченные к выпуску по сборочной стадии в декаде с порядковым номером 1 в плановом году, определяют минимальный порядковый номер декады отчетного года, в которой должна быть утверждена сформированная производственная программа. Данная декада отчетного года должна предшествовать декаде, в которой осуществляется запуск данного изделия с наибольшим производственным циклом по заготовительной стадии производства.

При формировании и распределении производственной программы необходимо по каждой стадии производства максимально сокращать число различных наименований изделий в декаде как по запуску, так и по выпуску. Под максимальной концентрацией запуска или выпуска изделия каждого наименования понимается сосредоточение всего объема изготовления по годовой программе в одной декаде или в нескольких декадах.

Необходимо выделять совокупность изделий и заказов, находящихся в производстве в конкретной декаде, к которым относятся изделия и заказы, намеченные к выпуску или запуску в рассматриваемой декаде (r).

Декадная производственная программа разрабатывается по указанной выше методике на месяц, квартал, год для всех стадий производства, что позволяет заложить основы обеспечения ритмичности производства изделий благодаря равномерному распределению выпуска продукции по планируемым декадам на всех стадиях производства.

Предлагаемая методика формирования и распределения производственных программ организации в целом и производственных подразделений должна основываться на использовании сети ПЭВМ и системной автоматизации управления производством, включая создание единого информационного пространства в организации. Это позволит оперативно формировать, корректировать и своевременно доводить сформированные производственные программы до всех производственных и структурных подразделений организации, что способствует высокому уровню ритмичности производства.

УДК 330.131.7

И. Н. ОМЕЛЬЧЕНКО, д-р техн. и экон. наук, А. Г. ЛАЗАРЕНКО (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Алгоритмизация процесса обеспечения рисковой устойчивости проектов, выполняемых в ходе производственно-хозяйственной деятельности предприятий

Рассматривается возможность логической формализации процесса обеспечения рисковой устойчивости проектных процессов, выполняемых в ходе производственно-хозяйственной деятельности предприятий. Обеспечение рисковой устойчивости рассматривается как целевая функция процесса управления рисками и моделируется на алгоритмических блок-схемах. Приведены алгоритмы общей методологии управления рисками, текущего и планового контроля рисковой устойчивости, детализированный алгоритм стабилизационного управления рисковой устойчивостью.

A possibility of logical formalization of the ensuring process of hazardous stability of the designed processes, occurring in the course of industrial and economic activity of the enterprises, is considered. The hazardous stability ensuring is considered as a criterion function of the control process by the hazards and modeled at the algorithmic block-diagrams. Algorithms of general methodology of control by the hazards, of current and plane control of hazardous stability, and of stabilizing control by the hazardous stability are presented.

Международный стандарт ISO 10006—1997 определяет понятие проект как процесс состоящий из взаимосвязанных контролируемых работ, предпринятых для достижения поставленной цели и отвечающих установленным требованиям, включая ограничения по времени, затратам и другим ресурсам. В соответствии с этим производственно-хозяйственная деятельность предприятий может рассматриваться как проект или совокупность проектов. Тот же стандарт определяет обязательный набор проектных процессов, в числе которых важное место занимает процесс управления рисками. Причем его целевой задачей является обеспечение рисковой устойчивости, т. е. способность проекта развиваться в соответствии с первоначально разработанным планом и в случае его нарушения под воздействием проектных рисков восстанавливать свое первоначально запланированное состояние.

Обеспечение рисковой устойчивости достигается [1] принятием управленческих решений, которые базиру-

ются на определении коэффициента рисковых потерь (КРП) и трех его составляющих: ожидаемой денежной оценки интегрального проектного риска Expected Vonetary Value (EMV), антирисковых затрат (АРЗ) и бюджета управления рисками ($Б^{УР}$). В предложенном подходе ключевым фактором управления устойчивостью проекта является величина интегрального проектного риска EMV, а процедура обеспечения рисковой устойчивости представляет собой расширение процесса управления рисками функцией оценивания и анализа КРП как меры рисковой устойчивости.

Таким образом, процесс управления проектными рисками можно описать универсальной обобщенной функциональной моделью, которую следует применять к проектам, выполняемым в рамках стандарта ISO. Поскольку состав и логическая конфигурация функций проекта по ISO унифицированы, то для их реализации можно использовать и унифицированный механизм управления проектными рисками и рисковой устойчивостью, который базируется на общей методологии управления рисками [2] и предусматривает взаимодействие трех основных процессов: планирования управления рисками, планирования мониторинга рисков и реализацию антирисковой программы. Обобщенный алгоритм механизма управления рисками и рисковой устойчивостью проекта может быть описан алгоритмом, показанным на рис. 1.

В соответствии с приведенным алгоритмом первым шагом в управлении рисками и рисковой устойчивостью является изучение проектной документации с целью ознакомления менеджера проекта с содержанием технического задания на проект, планом проекта и др. На этом этапе формируется информация, необходимая для планирования управления рисками и рисковой устойчивостью проекта.

Планирование управления рисками включает в себя пять типовых подпроцессов, которые на всех уровнях жизненного цикла предприятия (ЖЦП) выполняются в логической последовательности, заданной типовым алгоритмом (рис. 2).

Рис. 1. Обобщенный алгоритм процесса управления рисками и рисковой устойчивостью проекта

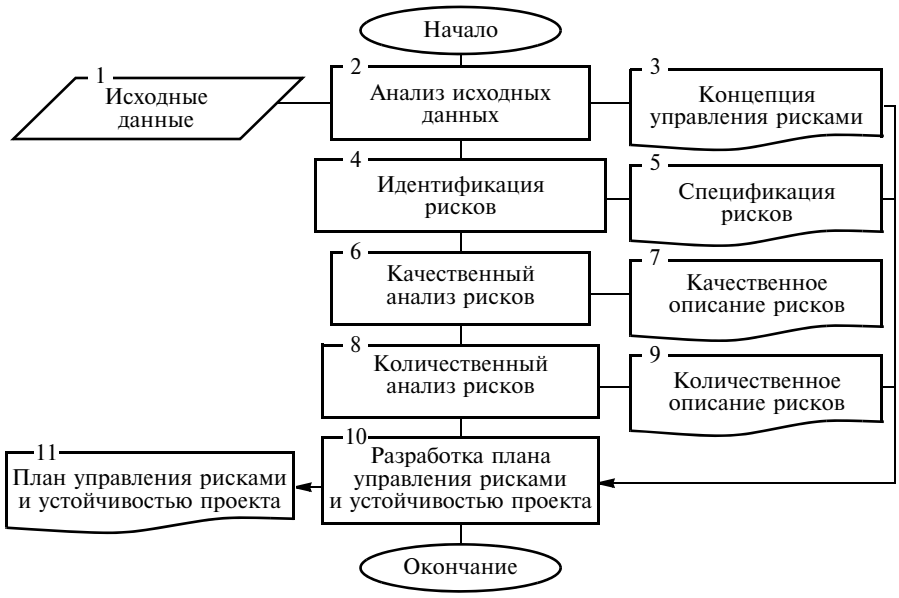


Рис. 2. Обобщенный алгоритм планирования управления рисками и рисковой устойчивостью проекта

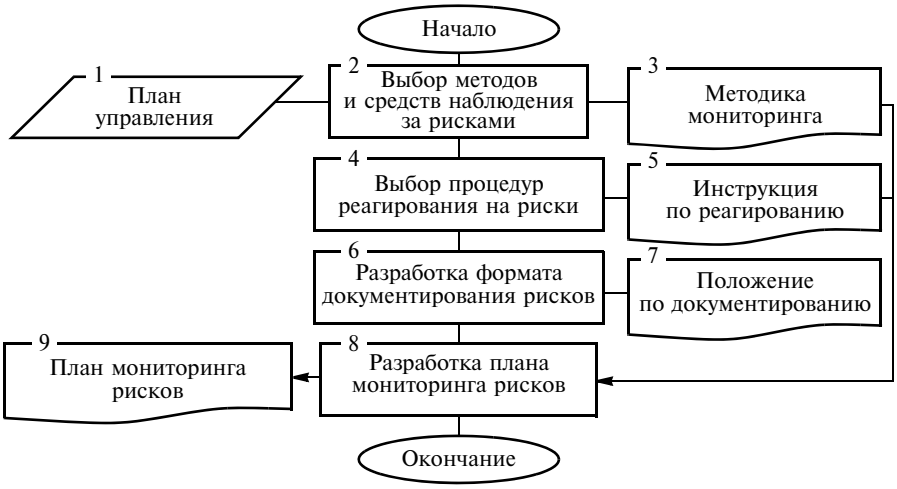


Рис. 3. Алгоритм планирования мониторинга рисков

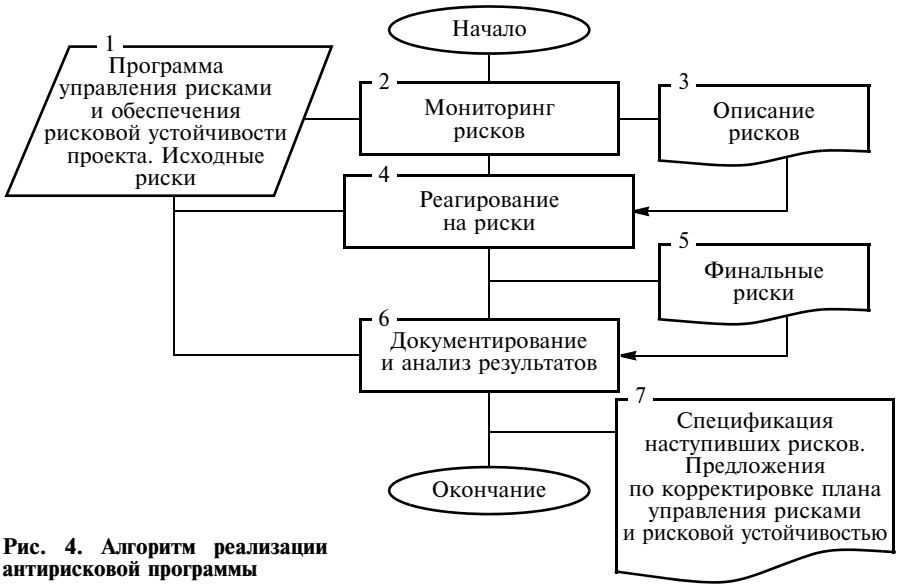


Рис. 4. Алгоритм реализации антирисковой программы

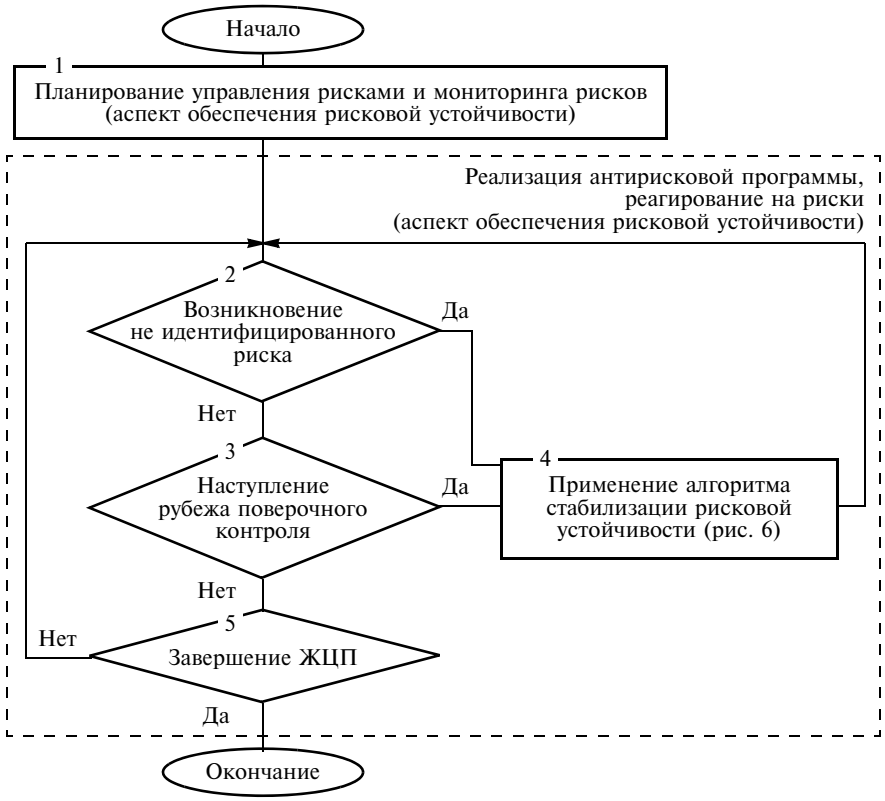


Рис. 5. Алгоритм обеспечения рисковой устойчивости проекта

Их результатом является создание пяти документов: концепции управления рисками, спецификации рисков, качественного описания рисков, количественного описания рисков, плана управления рисками и рисковой устойчивостью проекта. Последний представляет собой обобщающий документ, который фактически является директивной инструкцией по управлению рисками и рисковой устойчивостью. Для управления устойчивостью в составе плана управления рисками определяются и оптимизируются прогнозируемые оценки КРП и формируется общая стратегия.

План управления рисками и рисковой устойчивостью — один из двух компонентов антирисковой программы. Вторым компонентом является план мониторинга рисков, для создания которого в алгоритме работы предприятия предусматривается процесс планирования мониторинга рисков, который складывается из трех процессов (рис. 3): выбора методов и средств наблюдения за рисками; выбора процедуры реагирования на риски, разработки формата документирования рисков. Результатом является создание плана мониторинга рисков.

Для отработки антирисковой программы в структуре управления рисками предусматриваются процесс реализации антирисковой программы и программы обеспечения рисковой устойчивости. Процесс реализации данной программы (рис. 4) складывается из трех логически связанных между собой процессов: мониторинга рисков, реагирования на наступившие риски, документирования и анализа рисков. Эти три процесса осуществляются под контролем в соответствии с планом управления рисками, планом мониторинга рисков и общими руководящими материалами по управлению рисками.

В рассмотренной типовой структуре процесса управления проектными рисками задачи по обеспечению рисковой устойчивости решаются при планировании управления рисками и рисковой устойчивостью (см. рис. 1, блок 4) и при реализации антирисковой программы (блок 8). Декомпозиция общего алгоритма раскрывает взаимосвязь этих двух задач с другими задачами управления проектными рисками. Уточняя содержание задач планирования и реализации мер по обеспечению рисковой устойчивости проекта, можно констатировать следующее.

На этапе планирования процесса обеспечения рисковой устойчивости решаются следующие вопросы.

1. Выбор контрольных точек в ЖЦП для плановой проверки рисковой устойчивости проекта. Целесообразно синхронизировать плановые проверки со стандартной структурой ЖЦП, т. е. осуществлять проверки устойчивости в составе проектных работ и их этапов. Не должна исключаться возможность дополнительного планового контроля, особенно в тех случаях, когда специфика проекта требует индивидуального подхода.

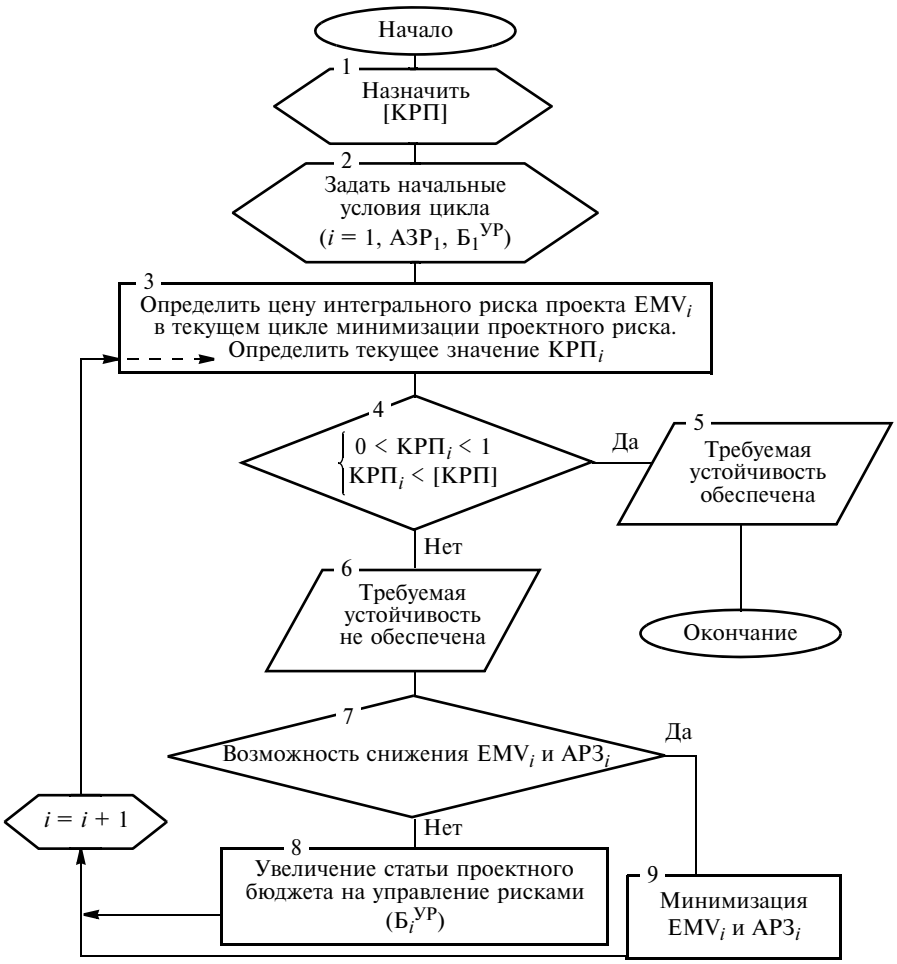


Рис. 6. Алгоритм стабилизации рисковой устойчивости проекта: i — текущий номер итерации

2. Определение ограничительных требований к планируемому уровню рисковой устойчивости для каждой контрольной точки ЖЦП. В качестве показателя минимально допустимой устойчивости может выступать максимально допустимое значение коэффициента рисковых потерь (КРП), которое может быть найдено статистическим или экспертным методами [1].

3. Определение уровня рисковой устойчивости, обеспеченного планом проекта, и корректировка плана. Его результатом будет констатация достаточности (или недостаточности) рисковой устойчивости проекта в проверяемой контрольной точке ЖЦП. В случае недостаточности запланированной устойчивости предусматриваются меры корректировки параметров проекта.

При реализации антирисковой программы в области обеспечения рисковой устойчивости проекта решаются следующие вопросы.

1. Плановый поверочный контроль текущего состояния устойчивости проекта в контрольных точках ЖЦП при его развитии в условиях идентифицированных рисков.

2. Внеплановый поверочный контроль текущего состояния устойчивости проекта при возникновении неидентифицированных рисковых событий.

Логическая структура задач при планировании и реализации процесса обеспечения рисковой устойчивости проекта описывается алгоритмами, приведенными на рис. 5 и 6.

Алгоритм (см. рис. 5) предусматривает планирование работ (блок 1), текущий и плановый контроль рисковой ситуации проекта (блоки 2 и 3), включение механизма стабилизации нарушенной рисковой устойчивости проекта (блок 4) и управление по завершению процесса (блок 5).

Структура стабилизации рисковой устойчивости остается неизменной при реализации процесса обеспечения устойчивости проекта в контрольных точках всех иерархических уровней ЖЦП — стадий, этапов, работ. Алгоритм задает основные рабочие процедуры, обеспечивающие достижение рисковой устойчивости. Содержание этих процедур и их взаимосвязь показывают, что реализация разработанного метода управления рисковой устойчивостью в общем составе стратегии управления проектом требует создания в организационной структуре проекта специализированной антирисковой системы, которая может быть сформирована на основе системы управления рисками путем незначительного расширения ее штатных функций.

Таким образом, функционирование системы управления проектными рисками и рисковой устойчивостью проекта представляет собой структурированный логически формализованный процесс, подчиняющийся устойчивым алгоритмам. Этот факт открывает возможности для регламентирования работы антирисковой системы путем создания пакета инструктивных материалов. Такая формализация позволяет рационально организовать работу рискменеджера и облегчить задачу управления рисковой устойчивостью проектов путем выделения рутинной части его работы в отдельные блоки и применения методики быстрого решения стандартных задач рискменеджмента на базе современных цифровых технологий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Омельченко И. Н., Лазаренко А. Г.** Определение комплексного риска проектов приведением формальной модели рисковой угрозы к задаче линейного программирования // Вестник машиностроения, 2007. № 10. С. 69—72.

2. **Полковников А. В., Паршиков А. Н., Стутко Н. Ф.** Управление рисками проекта М.: ЛАНИТ, 2004.

УДК 658

С. В. СМИРНОВ, И. П. ДЕЖКИНА, доктора экономических наук,
М. И. ЛЕЩЕНКО, д-р техн. наук, Г. А. ПОТАШЕВА (МГИУ)

Виды производственного потенциала

Общепринятое значение термина "потенциал" определяется спецификой деятельности. В работах, посвященных исследованию теории потенциала, этот термин определяется как: 1) производственный; 2) трудовой; 3) рыночный; 4) маркетинга; 5) инновационный; 6) научно-технологический; 7) инвестиционный; 8) стратегический.

Производственный потенциал промышленного предприятия характеризуется как сложная система ресурсов производства, находящихся во взаимосвязи и взаимозависимости. Ресурсный подход к термину «производственный потенциал» впервые в отечественной литературе использовал А. И. Анчишкин, определив его как "набор ресурсов, которые в процессе производства принимают форму факторов производства". Следовательно, основное назначение производственного потенциала предприятия заключается в создании новых стоимостей, а его элементы целенаправленно адаптируются к требованиям изготовляемой продукции.

Производственный потенциал предприятия является системой, состоящей из множества элементов, выполняющих различные функции в процессе выпуска продукции, и ему присущи черты, свойственные любой системе [1]:

1) целостность — все элементы потенциала служат общей цели, стоящей перед системой;

2) сложность — наличие нескольких составляющих элементов, каждый из которых представляет собой совокупность отдельных частей производственного потенциала;

3) взаимозаменяемость — сбережение производственных ресурсов в результате применения нового оборудования, технологии, энергетических ресурсов, информационных ресурсов и методов организации управления и производства;

4) взаимосвязь и взаимодействие между элементами в процессе производства продукции, обеспечивающие их совместное согласованное функционирование, в результате которого образуются новые качества, не присущие объектам взаимодействия;

5) способность к восприятию в качестве элементов новейших достижений научно-технического прогресса.

6) гибкость — возможность переориентации производственной системы на выпуск новой продукции, использование других материалов, без коренного изменения ее материально-технической базы;

7) мощность — количественная оценка производительной способности потенциала предприятия.

Элементами производственного потенциала предприятия можно считать все ресурсы, которые каким-либо образом связаны с функционированием и развитием предприятия [2]. Развитие предприятия — это развитие не отдельных его составляющих, а их сочетания. Исходя из этого производственный потенциал предприятия включает: основные производственные фонды; промышленно-производственный персонал; технологию; энергетические и информационные ресурсы.

Технология не является вещественным элементом производства, но всегда материализуется в той или иной системе средств труда.

В производственном процессе устанавливается определенное соответствие между используемыми материалами, орудиями труда, количеством и качеством рабочей силы и другими элементами производственного потенциала, в частности энергией. Энергия легко трансформируется из одного вида в другой, и поэтому соответствие ее качественных характеристик виду производимой продукции и элементам производственного процесса обеспечивается внутри производственного звена [1].

Информация как элемент по своей значимости все более приравнивается к энергетическим и сырьевым ресурсам и используется для замещения живого труда, сырья и энергии. В этом заключается особенность взаимозаменяемости информации с другими элементами производственного потенциала промышленного предприятия. Универсальным и унифицированным измерителем производственного потенциала является цена или стоимость его элементов.

Элемент потенциала — основные производственные фонды рассчитывается как $C_{\text{о.ф}} = C_{\text{о.п.р}} + З_{\text{м.ф}}$, где $C_{\text{о.п.р}}$ — среднегодовая балансовая стоимость основных промышленно-производственных фондов предприятия; $З_{\text{м.ф}}$ — затраты на модернизацию основных производственных фондов.

Элемент потенциала — промышленно-производственный персонал представляет собой сумму: $C_{\text{т.р}} = Ф_{\text{з.п}} + Ф_{\text{м.п}} + З_{\text{о}} + З_{\text{п.п}} + З_{\text{п.к}}$, где $Ф_{\text{з.п}}$ — фонд заработной платы персонала предприятия; $Ф_{\text{м.п}}$ — фонд материального поощрения; $З_{\text{о}}$ — затраты на обучение персонала; $З_{\text{п.п}}$ — расходы на переподготовку персонала; $З_{\text{п.к}}$ — затраты на повышение квалификации персонала.

Стоимость технологии производства определяется как $C_{\text{т}} = C_{\text{т.д}} + C_{\text{т.н}} + C_{\text{т.л}}$, где $C_{\text{т.д}}$ — стоимость технологий, действующих на предприятии, на начало периода; $C_{\text{т.н}}$ — стоимость вновь освоенных технологий; $C_{\text{т.л}}$ — стоимость технологий, использование которых прекращается в данный период времени.

Определение стоимости технологии производства требует учета данных по используемым технологиям. Для этих целей можно воспользоваться методом, предложенным Ю. М. Каныгиным, который вывел технологическую функцию: $y = 0{,}114x + 996$, где y — уровень технологий i-го года; x — суммарные удельные вложения в научно-технический потенциал в данном и предшествующих годах [2].

Информация как элемент производственного потенциала представляет собой специфическую форму существования научных знаний, и как всякий продукт труда они имеют стоимость и потребительскую стоимость. При непосредственном определении экономической эффективности от использования информационных ресурсов целесообразно рассматривать только прямое внедрение новшеств, заимствованных из источников

научно-технической информации. В этом случае эффективность рассчитывается как $E = \sum_{i=1}^{n} Э_i / З_{с.и.о}$, где $Э_i$ — частные экономические эффекты, полученные при внедрении различных научно-технических достижений, заимствованных из информационных источников; $З_{с.и.о}$ — суммарные затраты на содержание информационного органа и эксплуатацию системы информационного обеспечения.

Таким образом, зная стоимость каждого элемента производственного потенциала предприятия, можно рассчитать величину потенциала: $П = С_{о.ф} + С_т + С_{э.р} + С_{т.р} + С_{и.р}$, где $С_{о.ф}$, $С_т$, $С_{э.р}$, $С_{т.р}$, $С_{и.р}$ — стоимости соответственно основных производственных фондов и технологий производства, энергетических, трудовых и информационных ресурсов.

Трудовой потенциал формируется и развивается путем "наращивания" на имеющиеся трудовые ресурсы определенных качественных характеристик под влиянием целой системы факторов. Трудовой потенциал, являясь именно потенциалом, может существовать безотносительно к процессу производства, в то время как трудовые ресурсы проявляются только в процессе труда.

Качественные характеристики основных элементов трудового потенциала:

1) физическое участие в труде. Прежде всего, необходим сам человек как компонент специфического ресурса производства, а именно людского;

2) социальные возможности;

3) уровень подготовленности и опыта;

4) особенности психики личности.

Трудовые ресурсы обладают важной способностью "наращивать" знания, умение и опыт, что обеспечивает их совершенствование, развитие и поддержание присущей им потребительской стоимости на необходимом уровне.

С. П. Кулик определяет трудовой потенциал как "социально-экономическую категорию, отражающую возможное участие работников в производстве с учетом их психофизических, профессиональных и личностных характеристик и свойств" [3]. Он предлагает характеристики трудового потенциала работников условно разделить на две группы:

1) качественные, отражающие способности и возможности каждого отдельно взятого работника предприятия;

2) количественные, позволяющие измерить возможности участия в трудовом и производственном процессах как одного работника, так и всего трудового коллектива предприятия.

Количественная характеристика может быть представлена численностью работников предприятия, которыми оно располагает в конкретный период времени.

Качественные характеристики можно разделить на три подгруппы, характеризующие три составных элемента трудового потенциала:

1) психофизиологический потенциал, отражающий возможности продуктивного участия работника в производственном процессе;

2) профессиональный потенциал, характеризующий достигнутый уровень профессиональной подготовки, навыков в труде;

3) социально-психологический потенциал, выражающийся в предельной величине возможной самореализации личностных качеств работников.

Рыночный потенциал — совокупность средств и возможностей предприятия в реализации рыночной деятельности [4]. Сущность рыночного потенциала — максимальная возможность использования предприятием всех передовых наработок в области маркетинга. Для выявления содержания рыночного потенциала целесообразно применить проблемно-аналитический подход — представить иерархическую структуру составляющих потенциала. В этом случае на разных уровнях представления данная категория должна интегрировать все большее количество средств по мере детализации анализируемых проблем. В итоге получаем пирамиду, вершина которой — собственно рыночный потенциал, а основание — приемы, модели, алгоритмы и методы рыночной деятельности предприятия.

Рыночный потенциал, характеризующий возможность применения различных маркетинговых ресурсов, является интегральной характеристикой маркетингового ресурсного обеспечения предприятия, т. е. это есть сумма методических, человеческих, материальных и информационных ресурсов, обеспечивающих рыночную деятельность.

Рыночный потенциал можно представить как функцию: $П_р = f_0(П_1, П_2, П_3, П_4)$, где $П_1$, $П_2$, $П_3$, $П_4$ — соответственно потенциалы методический (инструментальный), трудовых, материальных и информационных ресурсов.

Условно рыночный потенциал можно назвать ресурсным уровнем производственного потенциала или первым уровнем.

Рассмотрим другие аспекты рыночного потенциала — его второй уровень. Так, различными сторонами методического потенциала являются аналитический, производственный и коммуникативный потенциалы, и он может быть представлен в виде функции: $П_1 = f_1(П_а, П_п, П_к)$, где $П_а$, $П_п$, $П_к$ — соответственно аналитический, производственный и коммуникативный рыночные потенциалы.

Потенциал трудовых ресурсов предприятия можно представить функцией вида $П_2 = f_2(П_{к.п}, П_{о.п}, П_{у.с})$, где $П_{к.п}$ — квалификация персонала; $П_{о.п}$ — опыт персонала; $П_{у.с}$ — управленческая структура.

Потенциал материальных ресурсов может быть представлен в виде аддитивной суммы потенциалов: $П_3 = П_{в.р} + П_{ф.р}$, где $П_{в.р}$ и $П_{ф.р}$ — вещественные и финансовые ресурсы.

Потенциал информационных ресурсов следует представить в виде функции $П_4 = f(П_{с.о}, П_{п.п}, П_{б.д}, П_{в.с})$, где $П_{с.о}$ — системное обеспечение; $П_{п.п}$ —прикладные программы; $П_{б.д}$ — базы данных; $П_{в.с}$ — внешние связи.

Рыночный потенциал предприятия методически можно представить как $П = П_1$. Подобное ограничение связано как с методикой проведения разумной рыночной деятельности, так и со слабой проработкой в настоящее время других ресурсных составляющих рыночного потенциала предприятия.

Более детальный, третий уровень (дивизионный) описывает содержание потенциалов второго уровня

в зависимости от разделов аппарата маркетинга. Классическими разделами (дивизионами) комплекса маркетингового инструментария являются: маркетинговые исследования, маркетинговые информационные системы, сегментация рынка, разработка товаров, ценообразование, сбыт и продвижение товаров.

Четвертый методический уровень представляет зависимости потенциалов третьего уровня от различных методик применения маркетингового комплекса.

Пятый уровень рыночного потенциала (конкретизирующий) образован конкретными приемами, методами и алгоритмами, наработанными в мировой и отечественной экономической теории и практике.

Численная оценка потенциалов на каждом уровне позволяет оценить рыночный потенциал всего предприятия или комплекса предприятий.

Потенциал маркетинга — это совокупность средств и возможностей предприятия в реализации маркетинговой деятельности. Сущность потенциала маркетинга — возможность максимального использования предприятием всех передовых наработок в области маркетинга. Для выявления конкретного содержания потенциала маркетинга целесообразно применить проблемно-аналитический подход — представить иерархическую структуру составляющих потенциала, которая на различных уровнях представления должна интегрировать все большее количество средств по мере детализации анализируемых проблем. В итоге получаем пирамиду, вершина которой — собственно потенциал маркетинга, а основание — приемы, модели, алгоритмы и методы постановки маркетинговой деятельности предприятий.

Введение потенциала маркетинга как экономической категории позволяет оценить полноту использования маркетинговых ресурсов предприятием и способствует более обоснованному принятию управленческих решений в области маркетинга.

Инновационный потенциал. Термин "инновация" (нововведение) ввел в научный оборот Й. Шумпетер в 1934 г. [5]. Творческую и производственную деятельность человека, направленную на создание (разработку) и внедрение нововведений, стали называть инновационной деятельностью, осуществление которой требует определенных затрат (инвестиций) в науку и основной капитал.

Развитие организации рассматривается как реакция на изменения внешней среды и поэтому носит стратегический характер.

Таким образом, инновационный потенциал организации — это мера ее готовности выполнять задачи, обеспечивающие достижение поставленной инновационной цели, т. е. мера готовности к реализации инновационного проекта или программы инновационных преобразований и внедрения инноваций.

Воздействие производственных факторов на масштабы и темпы распространения нововведений осуществляется изменением характеристик выпускаемой продукции. Производственные характеристики отрасли, выпускающей новое оборудование, также оказывают значительное влияние на темпы распространения новейшей технологии. Конкурентоспособность отрасли, производящей новую технику, репутация фирмы-производителя, степень стандартизации техники, уровень вертикальной координации, доля расходов на исследования и разработки, приходящаяся на работы по освоению новой техники, влияют на темпы распространения нововведений.

В этих условиях инновации становятся обязательным элементом хозяйственной деятельности. Технологическая инновация в НИОКР имеет решающее значение в стратегическом управлении предприятиями, которые намерены определиться на мировом рынке в долгосрочной перспективе. Возможность вкладывать капитал в новые изобретения неотделима от эффективного внедрения новинок в производство и в конечном счете от их продвижения на рынок. Под инновацией понимаются изменения, отказ от старого и переход к новому. Инновационный процесс должен завершаться внедрением на рынок новой продукции, технологии или услуг. Поэтому подбор творческих кадров, подготовка персонала и создание инновационной структуры являются основными элементами инновационного менеджмента. Успешное управление инновационным процессом определяется четырьмя основными факторами: 1) организационными условиями; 2) технологическими ресурсами; 3) оперативным управлением; 4) кадровыми ресурсами.

Инновационный менеджмент требует четкого понимания целей и задач организации, а для этого необходимы точные оценки возможностей предприятия. Структура организации также является важным элементом инновационной деятельности, стимулирующим использование инновационного потенциала. Необходимо найти такую организационную форму, которая учитывала бы специфику инновационного процесса, присущую именно данной организации. Чтобы повысить эффективность управления инновационным потенциалом, необходимо позитивное воздействие на все элементы управления кадровыми ресурсами, от которых прямо зависит успех деятельности предприятия на перспективу. Инновационный процесс может быть существенно ускорен, если предпринимательские способности в организации имеют возможность проявить себя.

Научно-технологический потенциал предприятия — совокупность имеющихся средств и возможностей по внедрению новой техники, технологий, совершенствованию предметов труда, форм и методов организации производства и труда с целью повышения эффективности работы предприятия, включая материально-техническую базу науки научные кадры, информационную составляющую, организационно-управленческую структуру научной сферы [6].

Материально-техническая база науки — это совокупность средств научно-исследовательского труда.

Информационная составляющая научно-технологического потенциала — это информация об итогах предшествующих исследований, разработок и освоения нововведений. Научно-технологический потенциал характеризуют следующие группы показателей:

кадровые — количество и квалификация научно-технических специалистов и подготовка лиц с высшим и средним специальным образованием;

материально-технические — расходы государства на научно-технические и опытно-конструкторские работы и подготовку научно-технических специалистов;

показатели уровня развития и возможностей системы научно-технической информации, которые отражают количество и качество накопленных информационных фондов;

организационно-управленческие, отражающие состояние планирования и управления в науке и технике;

обобщающие — характеризуют функционирование и развитие научно-технологического потенциала.

Основным фактором повышения эффективности производства является его интенсификация, на которую в решающей степени влияет наука.

Экономический эффект научно-технологического потенциала складывается из величины прироста физического объема внутреннего валового продукта (ВВП), полученного в результате интенсивного роста производства, и величины экономии или перерасхода затрат труда. Первая величина складывается из той части общего прироста ВВП, которая была получена в результате повышения производительности труда, и части дополнительного прироста, связанного с изменением отраслевой структуры затрат живого труда: $\Delta НД_n = \Delta(v + m)_n \pm \Delta m_n$, где $\Delta НД_n$ — общий прирост физического объема ВВП в n-м году; $\Delta(v + m)_n$ — прирост физического объема ВВП при интенсивном развитии производства в n-м году; Δm_n — дополнительный прирост, полученный вследствие изменения отраслевой структуры затрат живого труда в n-м году.

Величину экономии или перерасхода затрат труда можно рассчитать по формуле $З_{об.\,тр} = (Э_n - Э_{n-1})(v + МЗ_n + ОПФ_n)$, где $Э_n$ — общий эффект научно-технического развития производства в n-м году; $МЗ_n$ — материальные затраты в n-м году; $ОПФ_n$ — основные производственные фонды в n-м году.

Совокупный экономический эффект научно-технического развития производства можно рассчитать как $Э_n = [\Delta(v + m)_n \pm \Delta m_n] \pm З_{об.тр}$.

Выделяют следующие принципы планирования научно-технологического потенциала предприятия:

1) приоритетность — в план включают важные и перспективные направления научно-технологического потенциала;

2) непрерывность — разработка краткосрочных, среднесрочных и долгосрочных планов развития научно-технологического потенциала, которые вытекают друг из друга, обеспечивая реализацию этого принципа;

3) системность — необходимость планировать весь цикл "наука —производство", а не отдельные его составляющие;

4) комплексность — план развития научно-технологического потенциала должен быть тесно увязан с другими разделами плана экономического и социального развития предприятия;

5) экономическая обоснованность и обеспеченность ресурсами.

Инвестиционный потенциал предприятия отражает:

1) способность предприятия самостоятельно осуществлять инвестиционную деятельность за счет собственных средств и средств приведенных источников;

2) возможность предприятия пополнять и воспроизводить инвестиционные ресурсы предприятия, детерминируемые внешней по отношению к предприятию рыночной средой.

По мнению А. В. Козика, инвестиционный потенциал предприятия есть максимально возможный объем внутренних и внешних инвестиций, необходимый и достаточный для экономической состоятельности предприятия при его должной инвестиционной активности и привлекательности в конкретных условиях состояния инвестиционного поля и фазы делового цикла. При этом учитываются такие известные фазы делового цикла, как кризис, депрессия, оживление, подъем.

Инвестиционный потенциал предприятия — это не только его способность привлекать и рационально использовать внутренние и внешние инвестиции, но и отражение его производственной мощности [7]. Мощность предприятия определяет возможность увеличения доходов и, соответственно, расширения внутренних источников инвестиций, а также повышения инвестиционной надежности и привлекательности предприятия для внешних инвесторов. По мере освоения проектной мощности предприятия укрепляется и его инвестиционный потенциал.

Согласно концепции Й. Шумпетера, движущей силой процветания общества выступают массовые инвестиции в основной капитал, которые служат воплощением определенных новшеств (инноваций).

Стратегический потенциал представляет собой систему умений выявить и принять управленческие решения, касающиеся стратегических целей, создать средства для их достижения, своевременно обеспечить требуемый уровень качества и эффективность использования этих средств. Для того чтобы все это могло быть выполнено, необходимы соответствующие ресурсы: технические, информационные, пространственные, кадровые, финансовые и др.

Особенностью стратегического потенциала предприятия является отражение ресурсной концепции предприятия, которая рассматривается как совокупность определенным образом организованных и управляемых ресурсов. При этом под ресурсами понимаются не собственно средства, а возможности достижения стратегических целей. Понятие стратегического потенциала относительно. Оно увязано с конкретными целями, т. е. с продуктами, выводимыми предприятием на рынок. Стратегический потенциал — категория, отражающая взаимосвязь ресурсной и товарной концепции предприятия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дежкина И. П., Сергеева И. А.** Производственный потенциал как материальная база предприятия в системе рыночных отношений. М.: Дело, 1997. 95 с.

2. **Коныгин Ю. М.** Научно-технический потенциал (проблемы накопления и использования). М.: Наука, 1974.

3. **Кулик С. П.** Методические вопросы характеристики трудового потенциала работника. Барнаул: УМНС РФ по Благовещенскому району.

4. **Экономическая** стратегия фирмы / Под ред. А. П. Градова. 4-е изд., перераб. СПб.: Специальная литература, 2003. 959 с.

5. **Горшков Р. К.** Инновационно-ресурсный потенциал предприятия: вопросы теории и методологии. М.: Экслибрис-пресс, 2005.

6. **Зайцев Н. Л.** Экономика организации. М.: Изд-во "Экзамен", 2004.

7. **Котлер Ф.** Маркетинг менеджмент. СПб.: Питер Ком, 1998.

УДК 621.822:534.8.001.2

С. И. Захаров, канд. техн. наук (г. Ижевск)

Повышение достоверности значений остаточного ресурса деталей механизмов при акустической диагностике

Исследования различных зависимостей дают возможность глубже понять следственные отношения между явлениями. Для определения вида и формы связей между данными технических наблюдений широко используется корреляционно-регрессионный анализ. В приложении к акустическим методам контроля остаточного ресурса он, видимо, может стать основным инструментом при решении задач прогнозирования и планирования операций технического обслуживания механизмов на предприятиях.

В настоящей статье рассматриваются вопросы повышения качества методов оценки параметров степени износа узлов машин с помощью экспертной системы. На примере подшипников качения исследуется зависимость пик-фактора (ПФ) виброускорения корпусов подшипников сушильных цилиндров картоноделательной машины при максимальном значении ПФ, равном 30 (максимум ПФ зависит от типа оборудования), что было принято как наличие 100 %-го усталостного износа поверхностей тел и дорожек качения на основании зависимости [1] $D = 1{,}45d/1\,000\,000$, где D — максимум допустимой дисперсии повреждения (эквивалентна максимальной глубине, мм); d — посадочный диаметр внутреннего кольца подшипника, мм.

В табл. 1 и на рисунке показаны связи остаточного ресурса с продолжительностью работы подшипников после появления усталостных повреждений.

Аппроксимировать представленные данные (методом наименьших квадратов) можно несколькими уравнениями регрессии, например параболой второго порядка $y' = b_0 + (b_1)x + (b_2)x^2$ (см. рисунок, кривая *а*) и гиперболой $y'' = b_0 + (b_1)/x$ (см. рисунок, кривая *б*), с соответствующей проверкой значимости и доверительных интервалов этих уравнений [2]. Но наиболее точное соответствие эмпирическим данным может дать аппроксимация их значений полиномами с числом коэффициентов, увеличенным до числа данных: рядом Фурье или на основе алгоритма Иетца с интерполяцией промежуточных значений [3, 4], что наиболее важно на начальном этапе развития базы знаний экспертной системы (после ее ввода в эксплуатацию).

Данное утверждение поясняет табл. 2, в которой приведены эмпирические значения минимально возможного времени остаточной работы подшипников качения.

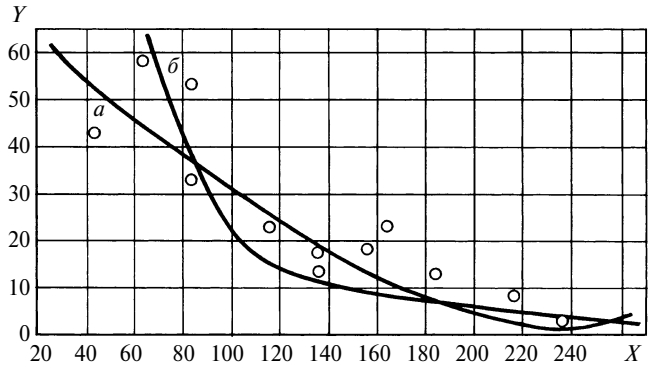


Таблица 1

Номер п/п	Продолжительность работы, ч, после появления повреждений, [X]	Остаток ресурса, %, работы до 100 %-го износа [Y]
1	48	48
2	73	60
3	96	56
4	96	36
5	120	30
6	145	30
7	146	24
8	146	18
9	168	24
10	172	30
11	196	18
12	220	12
13	244	6
14	268	6

Таблица 2

Номер п/п	Остаточный ресурс, ч, [Y]	Износ, %, X_1	Пик-фактор, %, X_2
1	0	100 (А)	100
2	6	96 (Б)	94
3	30	88 (В)	88
4	54	70 (Г)	70
5	154	56 (Д)	56
6	202	48 (Е)	48

При таком числе данных, как в табл. 2, трудно получить достаточную значимость любой функции регрессии, но, вероятно, их можно использовать для ориентировочного представления о минимальном остаточном ресурсе с последующим уточнением его значений в процессе эксплуатации системы. Схема вычисления ортогональных коэффициентов для восьми значений (А ÷ Е, Ж = 0, З = 0) представлена в матрице:

А	б − а	г − в − б + а	(з − ж − е + д − г + в + б − а) = *f*	*g* − *f*	*i* − *h* − *g* + *f*	*m* − *l* − *k* + *j* − *i* + *h* + *g* − *f*
Б	г − в	з − ж − е + д	(ж + з − д − е − в − г + а + б) = *g*	*i* − *h*	*m* − *l* − *k* + *j*	*l* + *m* − *j* − *k* − *h* − *i* + *f* + *g*
В	е − д	в + г − а − б	(е − д + з − ж − б + а − г + в) = *h*	*k* − *j*	*h* + *i* − *f* − *g*	*k* − *j* + *m* − *l* − *g* + *f* − *i* + *h*
Г	з − ж	ж + з − д − е	(д + е + ж + з − а − б − в − г) = *i*	*m* − *l*	*l* + *m* − *j* − *k*	*j* + *k* + *l* + *m* − *f* − *g* − *h* − *i*
Д	а + б	б − а + г − в	(г − в − б + а + з − ж − е + д) = *j*	*f* + *g*	*g* − *f* + *i* − *h*	*i* − *h* − *g* + *f* + *m* − *l* − *k* + *i*
Е	в + г	е − д + з − ж	(в + г − а − б + ж + з − д − е) = *k*	*h* + *i*	*k* − *j* + *m* − *l*	*h* + *i* − *f* − *g* + *l* + *m* − *j* − *k*
Ж	д + е	а + б + в + г	(б − а + г − в + е − д + з − ж) = *l*	*j* + *k*	*f* + *g* + *h* + *i*	*g* − *f* + *i* − *h* + *k* − *j* + *m* − *l*
З	ж + з	д + е + ж + з	(а + б + в + г + д + е + ж + з) = *m*	*l* + *m*	*j* + *k* + *l* + *m*	*f* + *g* + *h* + *i* + *j* + *k* + *l* + *m*

Подстановка значений из табл. 2 дает следующие результаты: $f = (0 - 0 - 48 + 56 - 70 + 88 + 96 - 100) = 22$; $g = -66$; $h = 14$; $i = -250$; $j = -6$; $k = -142$; $l = -30$; $m = 458$; З = 0/8 = 0; Ж = 0/8 = 0; $E = 384/8 = 48$; Д = 56; Г = 70; В = 88; Б = 96; А = 100.

Таким образом, после преобразований мы получили точные значения эмпирических данных износа из табл. 2, что указывает на отсутствие погрешности в узлах аппроксимации [при числе коэффициентов (*f*—*m*), равном числу данных] и позволяет предположить уменьшение погрешности с увеличением числа коэффициентов. Действительно, исходя из факта отсутствия достоверного значения функции взаимосвязи между переменными остаточного ресурса (на начальном этапе развития базы знаний экспертной системы) можно предположить наличие любой из известных нелинейных регрессионных (более 27) зависимостей. Следовательно, с помощью пакетной обработки данных можно минимизировать риск прогнозирования остаточного ресурса узлов и деталей машин путем увеличения числа используемых уравнений регрессии, так как при этом увеличивается число используемых коэффициентов и соответственно уменьшается доля необъяснимой дисперсии отклонений от эмпирических данных вследствие ее более равномерного перераспределения и осреднения.

Вычислив коэффициенты b_1 и b_2, преобразуем уравнение регрессии $y' = b_0 - 5{,}5x - 1{,}5x^2$ в интерполяционный многочлен путем определения b_0 для узла с минимальным значением (0) остаточного ресурса в табл. 2: $b_0 = 0 + 550 + 15\,000 = 15\,555$ или $y' = 15\,555 - 5{,}5x - 1{,}5x^2$.

Выбрать наилучший многочлен из 27 и более регрессионных уравнений можно, например, по минимальному отклонению от ближайшего узла (см. табл. 2, значение 6), но более достоверными в нашем случае, видимо, можно считать осредненные значения по всем используемым к настоящему времени нелинейным функциям.

Известно получение надежных, достоверных результатов вибродиагностики по оценкам вибрации, приведенным в табл. 3, с возможностью увеличения числа оценок путем введения значений их квадратов и кубов (для учета возможной нелинейности связей с остаточным ресурсом [***Y***]).

Кроме того, можно использовать и другие оценки характеристик акустики, например координаты центра тяжести спектров вибросмещения, виброжесткости и т. п.

Построим прогнозируемый вектор Y и матрицы $(XX')^{-1}$. Вектор-столбец искомых коэффициентов b из условия нормального распределения данных примет вид: $b = X'Y(X'X)^{-1}$, где X' — транспонированная матрица X; $(X'X)^{-1} = (1/\det)(X'X)'$. Здесь det (или определитель) вычисляется в соответствии с правилами его разложения по i-й строке или k-му столбцу [5].

Матрица $X'X$ и вектор-столбец $X'Y$ [2] имеют вид (здесь n и m — размерности матриц):

$$\begin{bmatrix} n & \Sigma X_{i1} \ldots & \Sigma X_{im} \\ \Sigma X_{i1} & \Sigma X_1^2 \ldots & \Sigma X_{i1} X_{im} \\ \vdots & & \vdots \\ \Sigma X_{im} & \Sigma X_{im} X_{i1} & \Sigma X_{im}^2 \end{bmatrix}; \quad \begin{bmatrix} \Sigma Y_i \\ \Sigma X_i Y_i \\ \vdots \\ \Sigma X_{im} Y_i \end{bmatrix}$$

Выполнив вычисления с помощью соответствующей подпрограммы экспертной системы (например, в стандартном пакете SYSTAT 10.2), получим уравнение множественной нелинейной регрессии в виде:

$$Y = bX. \qquad (1)$$

Для преобразования уравнения (1) в достоверный интерполяционный многочлен уточним значение коэффициента b_0:

Таблица 3

X_0	$X_0 = 1$
X_1	Пик-фактор виброускорения
X_2	Пик-фактор высших частот виброускорения
X_3	Метод SPM-M
X_4	Метод энтропии
X_5	Пик-фактор спектра виброскорости
X_6	Пик-фактор спектра виброускорения
X_7	Коэффициент перераспределения спектра энергии виброускорения
X_8	Коэффициент модуляции сигнала виброускорения
X_9	Коэффициент модуляции автокорреляционной функции виброускорения
X_{10}	Отношение произведения пикового и среднеквадратичного значения (в момент измерения) к среднеквадратичному значению виброускорения (при отсутствии неисправностей)
$X_{11} \div X_m$	$X_{11} = X_1^2$, $X_{12} = X_1^3$, $X_{13} = X_2^2$, $X_{14} = X_2^3$, ...

$$b_0 = Y_i - b_i X_i, \quad i = 0, 1, 2, ..., m. \qquad (2)$$

Трансформированное (уточненное) значение (2) данного многочлена (1) будет иметь наименьшее отклонение остаточного ресурса в заданной точке вычисления при имеющейся совокупности данных.

Кроме того, если ранг матрицы равен числу неизвестных, то эта система уравнений имеет единственное решение [5].

Например, из табл. 2:

$$6 = 96X_1 + 94X_2;$$

$$30 = 88X_1 + 88X_2.$$

Составим определитель Δ этой системы и определители Δ_k ($k = 1,2$):

$$\Delta = \begin{cases} 96 & 94 \\ 88 & 88 \end{cases}; \Delta_1 = \begin{cases} 6 & 94 \\ 30 & 88 \end{cases}; \Delta_2 = \begin{cases} 96 & 6 \\ 88 & 30 \end{cases}.$$

Получим $\Delta = 176$, $\Delta_1 = -2292$, $\Delta_2 = 2352$, следовательно, $X_1 = \Delta_1/\Delta = -13,02$; $X_2 = \Delta_2/\Delta = 13,36$, т. е. остаточный ресурс в области его минимального значения можно рассчитать по формуле: $Y = b_0 - 13,02X_1 + 13,36X_2$, где $b_0 = 0 + 1302 - 1336 = -34$. Введя фиктивную неизвестную X_0, запишем систему из трех уравнений по табл. 2:

$$X_0 + 100X_1 + 100X_2 = 0;$$

$$X_0 + 96X_1 + 94X_2 = 6;$$

$$X_0 + 88X_1 + 88X_2 = 30.$$

Далее, например, используя метод Гаусса (последовательного исключения неизвестных), получим эквивалентную систему:

$$3X_2 = 6,$$

$$8X_1 + 6X_2 = -24;$$

$$X_0 + 88X_1 + 88X_2 = 30,$$

где $Y = 250 - 4,5X_1 + 2X_2$, т. е. $b_0 = 250$, $b_1 = -4,5$, ...

При $X_3 = (X_2)^2$ для четырех точек (узлов) значений минимального остаточного ресурса получим:

$$Y = 767,9999 + 5,2X_1 - 12,677763X_2 - 0,0388(8)X_3.$$

В заключение найдем $Y = bX$ для оценок ПФ, SPM и энтропии (Э) итерационным методом решения [3]: $X_0 = -0,1$ПФ $- 0,055$SPM $- 0,1$Э $+ 0$; ПФ $= -X_0 -$ $- 0,05$SPM $- 0,096$Э $+ 0,006$; SPM $= X_0 - 0,07$ПФ $-$ $- 0,07$Э $+ 0,06$; Э $= -X_0 - 0,04$ПФ $- 0,02$SPM $+ 0,168$. В качестве нулевого приближения возьмем значения $\pm$ 0,1 в соответствующих неизвестных:

$$X_0^0 = 0,1; \text{ ПФ}^0 = -0,1; \text{ SPM}^0 = 0,1; \text{ Э}^0 = -0,1.$$

Подставив эти значения в правые части данных уравнений, получим первое приближение. Общий множитель 10^{-3} использован для сходимости итерации, определяемой условием: $\max\Sigma|b_i| < 1$. Дальнейший расчет на BASIC

```
X = 0,1; P = −0,1; S = 0,1; E = −0,1
FOR I = 1 TO 100 STEP 1
X = (−0,1 P − 0,055 S − 0,1 E);
P = (−X − 0,05 S − 0,096 E + 0,006)
S = (−X − 0,07 P − 0,07 E + 0,06);
E = (−X − 0,04 P − 0,02 S + 0,168)
NEXT I
```

приводит к уравнению:

$$Y\,10^{-3} = \{-23,62 + 7,898\text{ПФ} + 69,77\text{SPM} + 189,9\ \text{Э}\}.$$

Уточним значение X_0 при $Y = 0$, т. е. когда $\text{ПФ} \cdot 10^{-3} = 0,1$; $\text{SPM} \cdot 10^{-3} = 0,055$; $\text{Э} \cdot 10^{-3} = 0,1$: $-X_0 = 0,7898 + 3,837335 + 18,99 = 23,617135$. Следовательно, окончательное выражение для расчета с помощью указанных параметров значения остаточного ресурса подшипников качения может иметь вид: $Y = \{-23,617135 + 7,898[10^{-3}\ \text{ПФ}] + 69,77[10^{-3}\ \text{SPM}] +$ $+ 189[10^{-3}\text{Э}]\}10^{-3}$, ч.

Таким образом, приняв уравнение (1) в качестве системы алгебраических уравнений относительно неизвестных X_1, можно получить искомые значения матрицы bX несколькими способами вычисления значений интерполяционных многочленов, существенно снижающих ожидаемый риск ошибки акустического контроля и диагностики (пакетный метод распознавания образов остаточного ресурса деталей и узлов механизмов в процессе эксплуатации).

Представленная методика вычислений остаточного ресурса может быть перенесена и на другие виды повреждений деталей механизмов. Так, составив матрицу идентификации технического состояния машины на основании результатов периодических замеров "векторов" (параметров) вибрации и шума в различных точках [6, 7], можно сопоставить ее изменения с каждым из замеченных нарушений (неисправностей) в работе деталей и узлов, что позволяет воспользоваться предложенными алгоритмами контроля и идентификации образов остаточного ресурса для различных повреждений.

Данная методика внедрена в экспертной системе виброконтроля и диагностики, поставленной на БКК г. Набережные Челны.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дисперсионное** и спектральное оценивание кондиции подшипников в процессе эксплуатации / С. И. Захаров, И. С. Захаров, С. А. Смирнов и др. // Вестник машиностроения. 2000. № 4. С. 59, 60.

2. **Фёрстер Э., Рёнц Б.** Методы корреляционного и регрессионного анализа. М.: Финансы и статистика, 1983. 302 с.

3. **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1978. 831 с.

4. **Джонсон Н., Лион Ф.** Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. М.: Мир, 1981. 518 с.

5. **Гусак Г. М.** Системы алгебраических уравнений. Минск: Высшая школа. 1983. 222 с.

6. **Вибрации** в технике: Справочник. Т. 5. Измерения и испытания / Под ред. М. Д. Генкина. М.: Машиностроение, 1981. 496 с.

7. **Приборы** и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник. В 2 т. Под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 1978. 886 с.

Выставки "Трубопроводный транспорт–2008" и "Мера–2008"

ЭКСПОЦЕНТР

С 15 по 17 апреля 2008 г. на территории ЦВК "Экспоцентр" в Москве проходила IV Международная специализированная выставка "Трубопроводный транспорт-2008". Ее организаторами были ОАО "АК Транснефть" и ООО "Евроэкспо". В выставке приняли участие российские и зарубежные производители и поставщики — более 100 компаний и организаций из одиннадцати стран мира. Одновременно проходила выставка "МЕРА-2008", организатором которой выступило Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. На выставке были представлены промышленные приборы, применяемые в системах трубопроводного транспорта, в том числе для телеметрии, аналитические для контроля рабочих сред, контрольно-измерительные приборы для различных технологических процессов, приборы неразрушающего контроля и т. п.

В статье приведено краткое описание приборов и оборудования, имеющих отношение к машиностроению.

ОАО Научно-производственное предприятие "Эталон" (г. Омск) демонстрировало на выставке измерители (датчики), регуляторы температуры, пирометры и метрологическое оборудование.

Термоэлектрические термопары ТПР 9202 для измерения температур горячего дутья доменных печей и купола воздухонагревателя контактным способом, могут применяться и в других областях промышленности. Диапазон измеряемых температур 600÷1350 °С, тепловая инерция 180 с, степень защиты от пыли и воды IPXS.

Железо-константановые термопары ТЖК 0009 для измерения температуры металла. Диапазон измеряемых температур 0 ÷ +400 °С, степень защиты от пыли и воды IP00.

Термоэлектрические термопары ТХК 9310 для измерения температуры жидких и газообразных химически неагрессивных сред. Диапазон измеряемых температур −40÷+600 °С, класс допуска 1,2, степень защиты от пыли и воды IP55, рабочий спай термопары изолирован, диапазон условных давлений 0,25÷4 МПа.

Термометры сопротивления ТСМ 9507 для измерения температуры подшипников и масла в подшипниках. Способ крепления — накидная гайка М27 × 2. Наработка на отказ 5000 ч. Диапазон измеряемых температур −50÷+100 °С, тепловая инерция 20 с, степень защиты от пыли и воды IPX5.

Термометры сопротивления ТСП 9508Р для измерения температуры стенок трубопроводов. Способ крепления — подвижный штуцер М33 × 2. Наработка на отказ 5000 ч. Диапазон измеряемых температур −50÷+400 °С, тепловая инерция 90 с, степень защиты от пыли и воды IPX5.

Поверхностные термопары сопротивления ТСМ 9703 для измерения температуры плоских, цилиндрических и криволинейных поверхностей. Термометр сопротивления представляет собой гибкое основание с закрепленным на нем чувствительным элементом. Способ крепления — клей или механический прижим. Диапазон измерения температур −60÷+180 °С, тепловая инерция 1 с, степень защиты от пыли и воды IP00.

Преобразователь интерфейса PS-232/PS-485 предназначен для связи ПК с приборами путем преобразования сигналов интерфейса PS-232 в стандартные сигналы интерфейса PS-485. Преобразователь подключается к компьютеру по интерфейсу PS-232 на расстоянии до 15 м. Внешние приборы подключаются к преобразователю по интерфейсу PS-485 на расстоянии до 1200 м. Преобразователь имеет встроенный источник питания постоянного тока и набор элементов согласования линии связи, который подключается или отключается от линии PS-485 по выбору пользователя. Число подключаемых приборов по интерфейсу PS = 485 до 32, скорость приема передачи информации до 57 600 бит/с, степень защиты от проникновения твердых предметов и воды IP20. Температура окружающей среды 0÷+40 °С, питающее напряжение 220 В. Габаритные размеры преобразователя 96 × 96 × × 108 мм, масса 1 кг.

ООО "Унипрофит-Союз" (г. Москва) предложило потребителям оборудование и материалы для строительства и диагностики трубопроводов, произведенные в разных странах.

Термоиндикаторные карандаши Tempilstik для определения температуры поверхности нагреваемых твердых тел. Термокарандаш представляет собой стержень из лакополимерного композита, вмонтированный в металлический корпус. Материал стержня плавится при определенной температуре (110÷1200 °С в зависимости от типа карандаша), называемой номиналом карандаша (номинал указан на корпусе карандаша). Преимущества термокарандашей: контроль температуры на участках с ограниченным доступом; точность (погрешность измерения ± 1 %); надежность (нечувствительны к механическому и электрическому воздействиям, колебаниям температуры окружающей среды, влажности); отсутствие источника питания; долговечность (один маркер рассчитан на нанесение меток общей длиной до 500 м); не требует дополнительных настроек на температуру окружающей среды и коэффициент излучения; низкая стоимость одного измерения (по сравнению с пирометрами и термопарами); безопасны для здоровья (не содержат соединений серы и свинца).

Термопенал мод. ТП8/130 для подогрева, сушки и хранения подогретых электродов на рабочем месте сварщика. В термопенале происходит равномерный нагрев электродов за счет установки плоского нагревательного элемента; имеется возможность размещения электродов в двух отделениях в зависимости от их длины (L 350 мм до 3 кг, L 450 мм до 5 кг). Номинальное напряжение питающей сети 36÷60 В, потребляемая мощность 0,2 кВт, температура в рабочем пространстве 130 °С. Габаритные размеры термопенала 520 × 150 × 140 мм, масса 4 кг.

Станок для подготовки кромок труб предназначен для механической обработки и зачистки торца и фасок труб под сварку в полевых условиях. Применение станка позволяет придать кромкам оптимальный для сварочного процесса строго перпендикулярный к оси трубы профиль. Таким образом удается достичь практически идеальной сборки каждого стыка. Станок для обработки кромок состоит из двух основных частей: зажимной секции — центратора, режущей секции — планшайб с резцедержателями. Зажимная секция имеет два ряда зажимов с гидравлическим приводом. Режущая секция оснащена гидроприводом, подключенным к специальной гидростанции, что позволяет станку работать автономно.

Внутренний гидравлический центратор мод. ЦВ-147 для центрирования торцов при сборке труб сваркой (отдельных труб и их секций длиной до 36 м) при темпера-

туре окружающей среды −40÷+40 °С. Внутренний центратор обеспечивает концентричную сборку труб по торцам. Его преимущество по сравнению с наружным центратором состоит в том, что стык, оставаясь открытым, позволяет вести сварку первого слоя непрерывно и использовать сварочные автоматы. Центратор оснащен электрогидроприводом и двумя независимыми рядами центрирующих зажимов. Питание центратора — от сварочного агрегата постоянным током, напряжением 27 В. При работе на трубах, имеющих внутреннее изоляционное покрытие, центратор оснащается роликами с полиуретановым покрытием. Диаметр центрируемых труб 1420 мм, толщина стенок 14÷23 мм. Габаритные размеры центратора: длина — 3000 мм, диаметр — 1420 мм; масса 1935 кг.

Машина мод. CC2-800 имеет консольную Г-образную конструкцию, что позволяет вырезать отверстия диаметром до 800 мм вблизи края трубы. Диаметр трубы 300÷2000 мм, толщина стенки 8÷100 мм. Резка осуществляется с использованием кислорода и горючего газа (ацетилена или пропана). Частота вращения рабочего органа при резке 0,2÷1,7 мин$^{-1}$, допуск овальности отверстия ± 1 мм, питающее напряжение машины 220 В. Ее габаритные размеры 800 × 1000 × 1100 мм, масса 38 кг.

Машины серии НК седельной конструкции предназначены для особо точной резки труб. Резак перемещается по жесткой зубчатой подковообразной направляющей. Преимущества этих машин особенно проявляются при резке электросварных труб. Создано восемь модификаций для труб диаметром 38÷1219 мм. Каждая машина рассчитана на резку труб трех-четырех диаметров. Машины серии НК оснащены специальными шаблонами для фигурной резки края трубы. Питающее напряжение 220 В. Толщина стенки обрабатываемых труб 5÷50 мм, скорость резки (частота вращения рабочего органа) 0,14÷5,8 мин$^{-1}$. Масса машин 15÷116 кг.

Промышленная группа "Дюкон" предложила потребителям металлообрабатывающее оборудование. Приведем краткое описание двух предложений.

Линия раскроя рулонной стали мод. QLA-Compact с ЧПУ. Блок управления линией может быть расположен справа или слева, что позволяет оптимально разместить технологическую линию на производственном участке. Ширина обрабатываемого листа до 1250 мм, толщина 1 мм. Скорость резки 10 м/мин.

Автоматический трубогибочный станок с ЧПУ мод. STAP1500 с восемью управляемыми координатами и гидравлическим зажимом трубы. К преимуществам станка можно отнести: бесщеточные приводы, обеспечивающие высокую точность перемещения по координатам (0,1 мм, ± 1°); надежную систему гидравлического зажима трубы в патроне; модульный принцип конструкции; высокая производительность. Блок ЧПУ оснащен контроллером PC 8801 и компьютером с процессором Pentium IV. На станке можно обрабатывать трубы длиной 7500 мм с максимальным радиусом 500 мм и углом гибки 220°. Потребляемая мощность станка до 131 кВт. Его габаритные размеры 9380 × 2700 × 1780 мм, масса 19 т.

Компания "Адгезив-Про" демонстрировала на выставке новые виды клея, которые могут найти применение в машиностроении. Приведем краткое описание некоторых экспонатов.

Rite Lok TL43 — быстроотверждающееся средство средней прочности для резьбовых пар, подвергаемых действию вибрации. Герметизирует и защищает от коррозии, оставляет возможность разъема резьбовых пар ручным инструментом. Момент отвинчивания (страгивания) на резьбовой паре М10 составляет 20 Н · м, цвет голубой.

Rite Lok TL70 — высокопрочное контровочное средство для резьбовых пар и крепежа для жестких условий эксплуатации. Защищает от коррозии и предназначено для неразъемных резьбовых пар. Момент отвинчивания на резьбовой паре М10 составляет 35 Н · м.

Rite Lok RTO1 — высокопрочное монтажное средство низкой вязкости для соединений с плотной посадкой. Средство снижает напряжение в узлах при сборке. Прочность на сдвиг 21 Н/мм^2, максимальная величина монтажного зазора 0,15 мм.

Rite Lok RT20G — высокопрочное монтажное средство для соединения деталей, подверженных нагреву. Средство имеет высокую вязкость, хорошо заполняет зазоры. Прочность на сдвиг 21 Н/мм^2, максимальная величина монтажного зазора 0,4 мм.

Rite Lok RT38 — монтажное средство максимальной прочности для монтажа подшипников, шкивов, зубчатых колес и т. п. Средство особо прочное, виброустойчивое, защищающее от коррозии, способствует равномерному распределению нагрузок. Прочность на сдвиг 28 Н/мм^2, максимальная величина монтажного зазора 0,2 мм.

Rite Lok PS 65 — герметик для трубных соединений с крупной резьбой: смазывает, герметизирует и контрит резьбу; выдерживает нагрев до 150 °С; быстро отверждается; оставляет возможность разъема соединений ручным инструментом.

Rite Lok HP42 — герметик для гидравлических соединений с мелкой резьбой, быстродействующий, выдерживает высокое давление, используется на трубах малого и среднего диаметров, имеет среднюю вязкость и оставляет возможность разъема соединений ручным инструментом.

Rite Lok MC40 — многоцелевой модифицированный этилцианоакрилатный клей для склеивания изделий из металла, быстро твердеет, имеет низкую вязкость. Прочность в отвержденном состоянии 21 Н/мм^2. Максимальная величина монтажного зазора 0,05 мм.

Rite Lok EP13 — двухкомпонентный, бесцветный, конструкционный клей для склеивания изделий из металла, пластмассы, резины, дерева, керамики и камня, затвердевает через 5—10 мин после смешивания компонентов, формирует прочный прозрачный устойчивый шов, универсален, хорошо заполняет полости. Прочность на сдвиг 10 Н/мм^2.

Rite Lok UV50 — высокопрочный фотоотверждающийся клей для склеивания стекла со стеклом и стекла с металлом; твердеет при воздействии ультрафиолетового излучения, а также при дневном свете; формирует бесцветный шов; обладает исключительной прочностью, превосходящей прочность других клеев для склеивания стекла. Время схватывания при воздействии УФ излучения с длиной волны 10 мВт/см^2 менее 10 с. Прочность на сдвиг 16 Н/мм^2.

Выставка позволила всем заинтересованным сторонам, в том числе проектировщикам, строителям, разработчикам технологий, производителям оборудования, заключить деловые соглашения. В рамках выставки прошли конференция-презентация "Заготовительные и монтажные технологии для магистральных, распределительных и технологических трубопроводов" и семинар "Роль метрологического обеспечения в транспортировке нефти и газа по системе магистральных трубопроводов".

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК

Г. В. Москвитин, А. И. Савкин, Е. Н. Добровольская, Н. Н. Краснощеков

НАУЧНЫЕ ПРОБЛЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Машиностроение является одной из главных составляющих научно-технического прогресса, основой производственного, технического и, в конечном итоге, экономического потенциала страны.

По мере развития машиностроения возрастала цена ощутимых потерь от несовершенства машин, создаваемых путем умозрительных технических решений из-за отсутствия необходимых научных основ. По той же причине росло количество техногенных аварий и катастроф. Необходим был решительный переход от создания машин по образу и подобию предшествовавших поколений к созданию принципиально новых поколений машин на основе науки о машинах, т. е. на основе комплексных фундаментальных научных исследований всего "жизненного цикла" машин. В соответствии с планом индустриализации всего народного хозяйства создаются новые для страны отрасли промышленности и соответствующие отраслевые научно-исследовательские институты, проектно-конструкторские организации, опытно-конструкторские бюро, специализирующиеся на решении научных и практических задач создания новой техники.

Для координации их деятельности и научно-методического руководства, а также для проведения фундаментальных научных исследований в области технических наук в 1935 г. в составе Академии наук создается Отделение технических наук (ОТН). В числе первоочередных перед ОТН были поставлены задачи развития науки в наиболее актуальных направлениях: технической механики, энергетики, технической физики, технической химии, горного дела [1]. Знаменательным стало образование в группе технической механики ОТН Комиссии машиноведения под председательством Е. А. Чудакова, имевшего плодотворный опыт организации Научной автомобильной лаборатории (НАЛ) при ВСНХ [2].

План работы Комиссии машиноведения, утвержденный Президиумом Академии наук 5 февраля 1936 г., на несколько лет предопределил основные направления ее работы и созданного впоследствии Института машиноведения. В план вошли следующие четыре раздела: теория машин и механизмов; повышение производительности машин; улучшение конструкций машин и их деталей; повышение износостойкости деталей машин. В соответствии с этим планом Комиссия машиноведения сформулировала конкретные темы для соответствующих бригад научных сотрудников. Одновременно Комиссия готовила обоснование для создания Института машиноведения. В работе Комиссии участвовали: И. И. Артоболевский, М. М. Хрущов.

Заслуживает внимания процедура принятия решений АН СССР:

15 октября 1938 г. Президиум АН СССР принял постановление об организации в составе ОТН Института машиноведения. В постановлении подчеркивалось: "*Институт должен работать над комплексными проблемами, которые обеспечивали бы научное решение вопросов конструирования, производства и эксплуатации машин...*";

29 октября 1938 г. Общее собрание Академии наук утвердило решение Президиума АН, на его основании Отделение технических наук АН СССР 10 ноября 1938 г. распорядилось: "*На базе Комиссии машиноведения и ее лаборатории организовать с 13.XI. с. г. Институт машиноведения с разделами работ: теория механизмов и машин; трение и износ в машинах; расчет и конструирование машин и их деталей; холодная обработка металлов резанием*".

Первым директором Института машиноведения (ИМАШ) был назначен Е. А. Чудаков (фото 1). В условиях острой необходимости решения первоочередных задач становления и развития отечественного машиностроения главное внимание было направлено на стратегию опережающего развития машиноведения как основополагающей науки о машинах. Эти задачи четко сформулировал и обосновал Е. А. Чудаков. В основном они сводились к следующему:

создание точных методов расчета деталей машин на прочность;

расчет деталей машин на ударную нагрузку, а также расчет машин и их отдельных элементов на износоустойчивость;

расчет машин и их деталей на жесткость;

создание при конструировании научно обоснованной теории построения сложных механизмов (в частности, автоматов) по заданным формам движения;

создание системы стандартизации и унификации элементов машин;

разработка системы измерителей и нормативов машин для всех основных отраслей машиностроения.

Так как проблема "конструирования и расчета машин" является весьма сложной и требует для своей разработки применения таких научных дисциплин, как математика, физика, химия, механика и др., то ее разработку должно возглавить Отделение технических наук АН СССР. Именно ОТН должно ставить и направлять необходимые исследования по основным и наиболее трудным вопросам в академических институтах и, прежде всего, в Институте машиноведения.

Сформулированные Е. А. Чудаковым первоочередные задачи характеризуют уровень машиностроения того времени. Однако многие из них актуальны и в наши дни, поскольку развитие машиностроения и появление новых поколений машин требуют решения подобных задач на все более высоком научном уровне. В январе 1939 г. директор Института машиноведения Е. А. Чудаков был избран академиком и почти сразу же — вице-президентом Академии наук.

Принятые Академией наук основные направления работы ИМАШа определили его научную и организационную структуру. Одним из основных стал Отдел теории механизмов и машин, который возглавил И. И. Артоболевский. Отделом были развернуты широкие исследования по теории структуры и классификации механизмов, которые проводились на базе работ Л. В. Ассура, Н. Е. Жуковского, П. Л. Чебышева с целью привести в стройную систему растущее многообразие механизмов и развить общие методы их анализа и синтеза. Был сформулирован ряд положений, позволявших подойти к исследованию механизмов любой сложности.

Успешному развитию работ в значительной мере способствовал созданный И. И. Артоболевским Семинар по теории машин и механизмов, которым он руководил почти 40 лет. Семинар стал прообразом основанной в 1969 г. Международной федерации по теории машин и механизмов (ИФТОММ).

Отдел расчета и конструирования деталей машин (И. А. Одинг, С. В. Серенсен, А. И. Петрусевич, С. В. Пинегин, Н. И. Пригоровский и др.) большое внимание уделял исследованию усталостной прочности деталей машин и созданию соответствующей экспериментальной базы.

В Отделе трения и износа (М. М. Хрущов, И. В. Крагельский, Е. С. Беркович и др.) проводились исследования по повышению прочности масляной пленки между трущимися поверхностями деталей машин. Была освоена методика осциллографирования электросопротивления пленки, получена зависимость коэффициента трения от удельных давлений при различных видах обработки трущихся поверхностей, обобщены результаты разрозненных работ по сухому трению.

В Отделе холодной обработки металлов (В. И. Дикушин и др.) исследовались законы деформации обрабатываемого металла; изучались тепловые явления при резании металлов, влияние термообработки на процессы резания; исследовались вибрации при точении; разрабатывались нормативы по режимам резания, создавались основы теории резания. В 1940 г. в ИМАШе были образованы еще два отдела: электросварки и проектно-конструкторский.

В годы Великой Отечественной войны ИМАШ (как и другие институты ОТН) решал проблемы рационального использования научного задела и проводил специальные научные исследования в интересах военной промышленности. К ним относятся: устранение дефектов в деталях авиамоторов (Е. А. Чудаков, А. К. Дьячков); внедрение новой технологии производства деталей самолетов и моторов (П. Е. Дьяченко); создание новых сплавов для моторостроения (А. А. Бочвар), новых приборов для контроля качества деталей авиамоторов (В. А. Цукерман), новых приборов для контроля качества материалов (М. М. Хрущов, Е. С. Беркович); улучшение авиационного вооружения (Н. И. Пригоровский, Н. П. Раевский, И. В. Крагельский), способов производства и контроля авиационных приборов (Е. И. Кондорский, К. М. Поливанов); создание новых методов оценки авиационных масел (М. П. Валорович) и др.

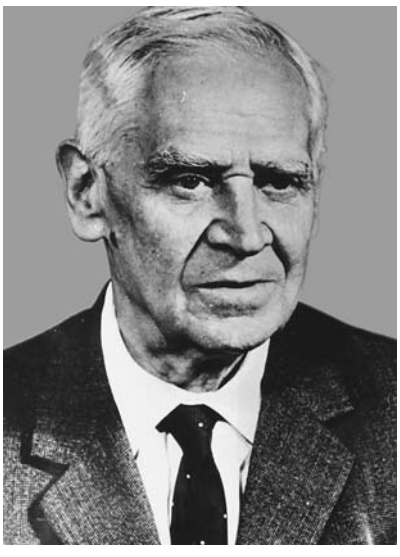
Но и в годы войны не прекращались работы по крупным научным проблемам. Одной из них была разработка под руководством Н. Г. Бруевича теории точности реальных механизмов, размеры и конфигурация звеньев которых меняются при износе, тепловых и упругих деформациях. Завершается и публикуется большая работа А. И. Петрусевича по расчету зубчатых передач. Обобщаются отечественные и зарубежные результаты работ по теории машин-автоматов и автоматических

линий (И. И. Артоболевский, Г. А. Шаумян, В. А. Юдин). Редакционным советом, возглавляемым Е. А. Чудаковым, готовится издание многотомного Энциклопедического справочника "Машиностроение".

19 сентября 1953 г. академика Евгения Александровича Чудакова не стало. Его весомый вклад в науку отмечен двумя Государственными премиями, двумя орденами Ленина, орденом Трудового Красного Знамени и многими медалями. До конца жизни он оставался неутомимым патриотом отечественного машиностроения, одним из основоположников и творцов машиноведения в нашей стране.

В феврале 1954 г. Институт машиноведения возглавил академик А. А. Благонравов (фото 2), имевший большой опыт руководящей работы (начальник Артиллерийской академии им. Ф. Дзержинского, первый Президент Академии артиллерийских наук и т. п.). А. А. Благонравов хорошо знал Институт машиноведения по совместной работе [3]. Под руководством и при непосредственном участии А. А. Благонравова в ИМАШе были выполнены важные научные исследования, имевшие принципиальное значение для создания новой техники. Так, новые методы расчета на прочность были использованы при создании сверхмощных прессов, атомных электростанций, турбогенераторов, гидротурбин для крупнейших гидроэлектростанций (Волгоградской, Братской и др.). С периодом руководства А. А. Благонравова связаны не только крупные научные достижения Института, но и дальнейшее повышение его статуса: создавались новые лаборатории; получили дальнейшее развитие основные научные направления; вырос престиж Института среди ученых и специалистов в сфере производства и управления; существенно расширились и окрепли связи с институтами Академии наук и научными организациями промышленности; значительно развилась экспериментальная база; активизировалось международное научное сотрудничество. Институт становится общепризнанным научным центром отечественного машиностроения. Вся деятельность ИМАШа с 1954 по 1975 гг. неразрывно связана с именем академика А. А. Благонравова.

Так, по инициативе А. А. Благонравова и при его активном участии в Институте машиноведения был создан вычислительный центр со специальной Лабораторией программирования для математического обеспечения теоретических и экспериментальных исследований; была создана Лаборатория машин-автоматов и автоматических линий, которой непосредственно руководил А. А. Благонравов. В Лаборатории гидродинамических опор были поставлены исследования, обеспечившие надежную работу подпятников гидротурбин. К изучению напряжений и деформаций в деталях мощных гидротурбин, создаваемых для крупных гидроэлектростанций, приступила Лаборатория исследования напряжений в деталях машин. Лаборатория трения и фрикционных материалов начала работать над весьма актуальной проблемой обеспечения надежности сложных тормозных систем. Лаборатория прочности деталей машин и Лаборатория прочности машиностроительных материалов были переключены на решение научных задач повышения прочности и надежности мощных турбогенераторов. Институт машиноведения явился пионером в постановке научных исследований по таким новым направлениям, как робототехника, акустическая динамика машин, виброзащита человека-оператора, создание механизмов, машин и агрегатов в малошумном исполнении с заданными виброакустическими характеристиками, и т. д.



Активная многогранная деятельность А. А. Благонравова не ограничивалась руководством ИМАШем. Большую работу он вел в ОТН АН СССР. В 1957 г. Анатолий Аркадьевич был избран академиком-секретарем ОТН и членом Президиума Академии наук. ОТН стало крупнейшей составной частью Академии наук.

В начале 1950-х гг. в Академии наук была создана Комиссия по исследованию верхних слоев атмосферы. Началась разработка высотных геофизических ракет. Успешное исследование верхних слоев атмосферы быстро переросло в стремление к освоению космического пространства. Научные учреждения Академии наук с середины 1950-х гг. в значительной мере переключаются на подготовку и проведение космических исследований. Огромный резонанс во всем мире вызвал запуск в нашей стране 4 октября 1957 г. первого в истории Человечества искусственного Спутника Земли. В октябре 1958 г. при Международном совете научных союзов был создан Комитет по космическим исследованиям — КОСПАР, членом Исполкома которого стал А. А. Благонравов, а в 1959 г. он был избран вице-президентом КОСПАР. Признанием заслуг А. А. Благонравова в международной деятельности по освоению Космоса явилось его назначение в 1960 г. заместителем представителя СССР в Комитете по мирному использованию космического пространства при ООН.

С целью информирования о достижениях машиноведения Академия наук с 1 января 1965 г. учредила выпуск специального научного журнала "Машиноведение", главным редактором которого стал А. А. Благонравов.

Следует особо отметить период деятельности ИМАШа с 1963 по 1979 гг., когда, оставаясь под научно-методическим руководством Академии наук, Институт оказался сначала в ведении Госкомитета по автоматизации и машиностроению, а затем — Минстанкопрома. Это было время реорганизации Академии наук, из которой практически единовременно был передан в промышленность ряд научно-технических институтов. Это была попытка волевым решением сверху сократить разрыв между "академической" и "отраслевой" наукой: на основе академических фундаментальных исследований повысить уровень научно-исследовательских работ в отраслях народного хозяйства. В это же время произошла смена руководства Института.

В феврале 1975 г. не стало академика Анатолия Аркадьевича Благонравова — дважды Героя Социалистического Труда, лауреата Ленинской и Государственной премий, награжденного многими орденами и медалями. В память о заслугах А. А. Благонравова в развитии отечественного машиностроения и машиноведения его имя было присвоено Институту машиноведения Академии наук.

В 1975 г. Институт машиноведения им. А. А. Благонравова возглавил Константин Васильевич Фролов (фото 3), которого в течение всей жизни отличали исключительное трудолюбие, верность науке и незаурядный талант [4].

С течением времени стало очевидным, что искусственное разделение академических институтов общетехнического профиля по отраслям существенно ослабило развитие фундаментальных научных исследований. Естественным решением стало возвращение Института машиноведения в 1979 г. в Академию наук в состав ОТН.

В качестве директора ИМАШ им. А. А. Благонравова АН академик К. В. Фролов приложил много сил к консолидации научно-технического потенциала страны с целью решения важнейших проблем машиностроения, приоритетного развития науки о машинах, внес неоценимый вклад в развитие технических наук, в подготовку научно-технических кадров, в установление связей с ведущими зарубежными научными организациями [5].

В трудных условиях перехода страны к рыночным отношениям ИМАШ под руководством К. В. Фролова, мобилизовав весь свой научный задел, стал новым ведущим научным центром, объединившим ряд созданных по его инициативе филиалов и институтов в промышленных регионах страны (в гг. Санкт-Петербурге, Нижнем Новгороде, Самаре, Волгограде, Екатеринбурге). Центр успешно решает важнейшие проблемы машиностроения XXI века.

К началу XXI в. приоритетными для развития машиностроения были признаны новые направления машиноведения: структурный, кинематический и динамический синтез машин и конструкций; обеспечение безопасности, ресурса и прочности машин и конструкций; трибология и основы повышения износостойкости машин и оборудования; защита человека и машины от вибрации; биомеханика системы "человек—машина—среда" и виброакустика машин; создание машин и оборудования в малошумном исполнении. Огромные потенциальные возможности информатики, появление баз и библиотек данных позволяют накопить, систематизировать и рационально использовать опыт реализации новейших технологий, обеспечивая при этом необходимое взаимодействие ученого, конструктора и технолога на ранней стадии создания новой техники. Весьма перспективное виртуальное проектирование позволяет осуществить системный подход к выбору оптимальных научно-технических решений.

Институт машиноведения РАН на новом уровне организовал разработку ряда актуальных для современного машиностроения фундаментальных научных проблем. Среди них — обеспечение прочности, надежности и долговечности ядерных реакторов различного типа, а также авиационно-космических и транспортных систем; создание и применение новых машиностроительных материалов и упрочняющих технологий с целью повышения ресурса и

безопасности объектов атомного, транспортного, энергетического и авиакосмического машиностроения; создание мехатронных систем, роботов новых поколений и автоматизированных заводов.

В Институте машиноведения найдены оптимальные параметры технологического процесса, обеспечивающие однородность структуры упрочняющего материала. Работает установка для лазерного упрочнения и поверхностной наплавки, повышающей износостойкость в 4 ÷ 6 раз.

Получили развитие методы анализа прочности, ресурса, трещиностойкости и живучести энергооборудования, машин и конструкций с учетом неизбежных начальных повреждений технологического и эксплуатационного происхождения, были широко использованы современные методы импульсной голографии, термовидения, тензочувствительных покрытий, рентгенографии, микроструктурного анализа, виброметрии.

Сегодня актуальны новые задачи в механике неоднородных сред по оценке прочности и термостойкости конструкций, взаимодействующих с многофазной средой, которая в виде теплоносителя (пара, жидкости) взаимодействует с поверхностью твердых тел. Найдены интересные соотношения по развитию трещин, распространению ударных волн, их взаимодействию с двухфазной жидкостью. Применительно к магистральным газо- и нефтепроводам Институтом машиноведения и ВНИИгаз ОАО "Газпром" разработаны метод и пакет программ расчета напряженно-деформированного состояния подводных трубопроводов для оценки различных способов их прокладки.

Институтом машиноведения совместно с МГТУ им. Н. Э. Баумана, МЭИ, ИВМ СО РАН, ОКБ "Гидропресс", КБ "Химавтоматика" и другими организациями разработана многокритериальная система расчетной оценки важнейших показателей работоспособности (надежности, прочности, ресурса) машин и конструкций на всех стадиях их жизненного цикла, которую можно использовать при реализации крупных проектов нефтегазовых комплексов, в атомной и тепловой энергетике, авиационной и ракетно-космической технике. Совместно с Институтом проблем механики РАН и МНТК "Робот" разработаны основы теории, методы расчета и построения миниатюрных роботов с водородными термосорбционными приводами линейного типа динамического принципа действия с целью их применения в машиностроении, в энергетике, в критических технологиях наноиндустрии и микросистемотехники. Совместно с ИЦ ОКБ им. А. И. Микояна разработана не имеющая аналогов модель действия человека-оператора в контуре управления движущимся объектом, учитывающая психофизические возможности человека-оператора, оказывающие существенное влияние на динамику контура управления объекта (самолета, космического корабля и т. п.).

Совместно с КБ Общего машиностроения построена система функциональных зависимостей, необходимых для определения остаточных ресурсов критических элементов (применительно к стартовым ракетно-космическим комплексам). Среди актуальных научных проблем: диагностика и динамика процесса разделения ступеней и элементов ракетных систем; имитационное моделирование динамических процессов ЖРД; динамика быстровращающихся роторов турбонасосных агрегатов ЖРД; синтез активных систем виброизоляции на космических объектах; анализ и синтез раскрываемых на орбите прецизионных крупногабаритных механизмов и конструкций зеркальных антенн лепесткового типа; исследование и анализ проблем трения в космосе; развитие технологии изготовления элементов ракетных систем из Al—Li сплавов и др. Так, по контракту с Ливерморской Национальной лабораторией и компанией "Боинг" (США) в 2000 ÷ 2006 гг. для ракетной системы были выполнены разработки технологии изготовления из нового сплава Al—Li 1463 криогенного бака для жидкого кислорода. Опытный образец бака и его испытания были проведены совместно с РКК "Энергия".

Отдавая много времени и сил руководству ИМАШем, К. В. Фролов никогда не прерывал непосредственного участия в научных исследованиях. Им впервые в отечественной практике создан уникальный виброиспытательный комплекс для оценки эффективности виброзащитных систем. Разработаны методы оптимального проектирования машин вибрационного действия в управляемом околорезонансном режиме и современные вибротехнологии.

Академик К. В. Фролов был лидером весьма перспективной области науки — "биомеханики систем", возникшей на стыке эргономики и биомеханики и послужившей становлению и развитию исследований сложнейшей комплексной системы "человек—машина—среда" — нового направления машиноведения [5]. Одним из важнейших достижений развития биомеханики систем является научно обоснованная идея управляемого переформирования вибрационного поля с целью не только исключения вредного влияния вибраций на живой организм, но и вибростимуляции его биоэнергетики, повышения работоспособности и виболечения. Эти достижения используются при адаптации космонавтов к условиям полета в Космосе и после возвращения на Землю, а также в лечебной практике и широко используются в различных медицинских приборах, защищенных авторскими свидетельствами.

Неоценимый вклад в развитие науки внесли публикации научных трудов Е. А., Чудакова, А. А. Благонравова, К. В. Фролова, И. И. Артоболевского, Н. Г. Бруевича, В. В. Болотина, Ю. Н. Работнова, С. В. Серенсена, А. И. Петрусевича, М. М. Хрущова и других видных ученых и научных сотрудников Института.

К 2008 г. вышли в свет 34 тома 40-томной новой Энциклопедии "Машиностроение" и 30 томов серии "Безопасность России: правовые, социально-экономические и научно-технические аспекты" — ответственный редактор К. В. Фролов. Достойное место в научно-информационном обеспечении прогресса машиностроения занимают периодические научные журналы "Проблемы машиностроения и надежности машин" РАН, Международный журнал "Проблемы машиностроения и автоматизации" и новый журнал "Машиностроение и инженерное образование", главным редактором которых был К. В. Фролов.

Для ИМАШа, как и для любого научного института, важным является подготовка перспективных научных и инженерных кадров. Институт располагает аспирантурой и докторантурой, уникальной библиотекой, укомплектованной собранием фундаментальной литературы по техническим наукам. Ряд ученых Института успешно совмещает научную деятельность с преподаванием в МГТУ им. Н. Э. Баумана и в других технических вузах, а также с подготовкой докторов и кандидатов наук по наиболее актуальным специальностям. Институт ежегодно проводит Международную интернет-конференцию молодых ученых, аспирантов и студентов по современным проблемам машиноведения (МИКМУС). Регулярно проводятся научные семинары по наиболее актуальным направлениям. Создан Молодежный центр коллективного пользования — "Учебно-научный испытательный комплекс для технических университетов Москвы".

Творческие успехи Института связаны с широкой научно-организационной деятельностью. В структуре Института действуют: объединенный научный совет РАН по комплексной проблеме "Машиностроение"; научный совет РАН по проблемам машиноведения и технологических процессов; научный совет по проблеме "Надежность, ресурс и безопасность технических систем", Российский национальный комитет по теории механизмов и машин. По предложению ИМАШа создана ассоциация "Объединенный институт машиноведения" РАН. В нее вошли бывшие филиалы ИМАШа, ставшие Институтами.

По инициативе ИМАШа представителями научных, промышленных и общественных организаций России, ФРГ, США, Канады, Швеции, Белоруссии, Казахстана и других стран образован Международный институт безопасности сложных технических систем (МИБ СТС). Традиционно ИМАШ поддерживает установленные еще К. В. Фроловым связи с иностранными учеными, институтами и академиями.

Вклад академика К. В. Фролова в развитие науки о машинах и решение ее актуальных проблем высоко оценен. Он — Герой Социалистического Труда, лауреат Ленинской и Государственной премий СССР, премий Совета Министров СССР, премий Правительства Российской Федерации в области науки и техники, кавалер орденов "За заслуги перед Отечеством" II и III степени, награжден другими орденами и медалями. Имеет иностранные награды. Был избран в Общественную палату РФ, где возглавил Комиссию по инновациям и высокотехнологичным научным и инженерным проектам.

Академик Константин Васильевич Фролов скончался 18 ноября 2007 г.

Исследования, выполненные Институтом машиноведения им. А. А. Благонравова под руководством академика К. В. Фролова и при его непосредственном участии, являются научной базой для эффективной реализации инновационной политики на основе высокотехнологичных научных и инженерных проектов.

Прогнозируемое на ближайшее время все более стремительное развитие космонавтики, авиации, транспорта, атомной и ядерной энергетики, автоматизация практически всех видов промышленного производства, освоение новых месторождений полезных ископаемых, газа и нефти в районах вечной мерзлоты и на морских шельфах требуют создания качественно новых, подчас неведомых ранее машин, механизмов и их комплексов, технологий и технологических систем, конструкций и оригинальных инженерных сооружений, способных надежно функционировать в весьма сложных, непредсказуемых условиях. Важнейшим условием создания новых комплексных теоретических и экспериментальных подходов к системному решению перечисленных выше и других актуальных проблем на все более высоком научном уровне в интересах научно-технического прогресса является гармоничное приоритетное развитие фундаментальных наук, в том числе науки о машинах — машиноведения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фролов К. В., Пархоменко А. А., Усков М. К.** Наука о машинах — основа машиностроения. М.: Наука, 1987. 360 с.

2. **Алексеев Ю. Г.** Евгений Чудаков. М.: Московский рабочий, 1983. 240 с.

3. **Фролов К. В., Пархоменко А. А., Усков М. К.** Анатолий Аркадьевич Благонравов. М.: Наука, 1983. 350 с.

4. **Фролов К. В.** Избранные труды. В двух томах. М.: Наука, Т. 1. 352 с.

5. **Москвитин Г. В., Краснощеков Н. Н., Добровольская Е. Н., Березин А. В.** Актуальные проблемы науки о машинах — машиноведения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2008. № 5.

Обозрение зарубежных изданий

American Machinist. 2008. V. 147. Nr. 1

Vernyi B. Защита станка от несанкционированной перепродажи, с. 4.

Фирма Yamazaki Mazak начала устанавливать на своих металлорежущих станках блокировочные устройства, которые срабатывают при перемещении станка. Это делается с целью исключения попадания оборудования в страны, которые по решению правительства США и Японии нежелательно оснащать современной технологией.

Manns S. Заточка режущих инструментов, с. 8—10, ил. 2, табл. 2.

Рассматривается необходимость внедрения автоматизации заточки режущих инструментов на заточных станках с ЧПУ, ПО которых контролирует одновременное перемещение по трем осям и позволяет имитировать процесс до начала заточки. Сравниваются время и затраты при ручной и автоматической заточке фрез, сверл и других инструментов.

Насадные фрезы, с. 13—15, ил. 2.

Фирма SecoTools оснащает многогранными режущими пластинами SNHQ и LNK-05 свои насадные дисковые фрезы, предназначенные для прорезки пазов, обработки торцев, фрезерования с круговой интерполяцией. Пластины имеют по четыре режущих кромки и зачистную геометрию для получения обработанной поверхности высокого качества. Они выпускаются право- и леворежущими с радиусом при вершине соответственно от 0,2 до 6 мм и от 0,4 до 4 мм.

Суперабразивные шлифовальные круги, с. 15, 16, ил. 2.

Фирма Meister Abrasives USA освоила выпуск серии суперабразивных кругов для наружного шлифования. Новая серия включает алмазные круги и круги из КНБ со стекловидной связкой диаметром от 100 до 700 мм.

Кулачковый патрон, с. 17, 18, ил. 1.

Самонастривающийся пневматический кулачковый патрон со встроенным пневматическим цилиндром для закрепления обрабатываемых деталей диаметром до 50 мм и прутковых заготовок диаметром до 38 мм повышает производительность токарных, фрезерных и шлифовальных станков и не требует внешнего подвода мощности. Патрон эффективно работает при частоте вращения до 5000 $мин^{-1}$ с радиальным биением до 0,025 мм. Механизмы патрона надежно защищены от попадания грязи, СОЖ или масла.

Центры, с. 18, ил. 1.

Фирма Pratt Bumerd International предлагает серию вращающихся и невращающихся центров с коническими хвостовиками для станков с ручным управлением и с ЧПУ. Центры пригодны для обработки деталей массой до 180 кг. Шпиндель вращающегося центра опирается на несколько подшипников, распределяющих рабочую нагрузку по всей длине базового конуса.

Специальный инструмент, с. 34, ил. 1.

Фирма 2L предлагает специальный инструмент длиной от 50,8 до 165 мм с конусной рабочей частью с углом при вершине 30° и 60°, сферическим рабочим торцем и цилиндрическим хвостовиком диаметром от 3,4 до 6,8 мм. Инструмент может выполнять две функции: традиционное удаление заусенцев и обработку объемных профилей и плоскостей. Благодаря высокой жесткости может работать с глубиной резания 0,25 мм при частоте вращения 55 000 $мин^{-1}$ и подаче до 7,6 м/мин.

Bates C. Современные токарные станки, с. 45, 46, ил. 2.

Современные токарные станки представляют собой токарно-фрезерные или многоцелевые станки, которые могут выполнять не только токарную обработку. В качестве примера описываются станки Integrex i-150 и Integrex e-420H-ST II. Станок i-150 имеет поворачивающееся на 90° устройство для закрепления обрабатываемой детали в тисках (фрезерование и обработка заднего торца) или с помощью центра задней бабки с ЧПУ (фрезерование или токарная обработка длинных деталей). Токарный центр Sigma 20 BioPak фирмы Tornos оснащается высокоскоростным устройством для вихревого нарезания резьбы при частоте вращения до 30 000 $мин^{-1}$. Глубина нарезаемой резьбы может превышать три диаметра, причем резьба может доходить до дна глухого отверстия.

Ленточнопильные станки, с. 51, ил. 1.

Фирма KMT Saw предлагает полуавтоматический ленточнопильный станок KS600 для распиловки под прямым углом и с наклоном сплошных заготовок и фасонных профилей размером до 508 мм. Скорость резания регулируется в пределах от 1,5 до 9 м/мин. Станок P350M этой же фирмы с ручным управлением имеет замкнутую систему охлаждения, привод пилы мощностью 2,2 кВт; скорость резания бесступенчато регулируется в пределах от 1,5 до 9 м/мин.

Устройства для подачи прутков, с. 52, ил. 1.

Фирма Edge Technologies предлагает устройства длиной 3,6 м для подачи прутков: Patriot 338 — для прутков диаметром от 3 до 38 мм и Patriot 551 для прутков диаметром от 5 до 51 мм. Устройства имеют выносной ручной пульт управления, пульт с экраном и клавишами для выбора параметров и программирования работы и память на 32 операции. Подаваемый пруток вращается в канале из полиуретана, заполненном маслом для создания гидродинамического эффекта при большой частоте вращения и уменьшения шума и вибрации.

American Machinist. 2008. Nr. 2

Goldsberry C. Состояние американской экономики, с. 4.

Сообщается об ухудшении положения в экономике и снижении индекса производственной активности до 47,7 в декабре 2007 г. по сравнению с 50,8 в ноябре 2007 г.

Инструментальная оснастка и приспособления, с. 14—16, 18—25, ил. 12.

Погрешности шпинделя являются основной причиной снижения качества и брака при механической обработке изделий. В качестве примера описывается устройство USB-6251 Multifunction DAQ фирмы National Instrument, включающее систему датчиков, анализатор погрешности шпинделя и панель с большим числом выходов для связи с USB-портами компьютера. Высокоскоростная шпиндельная головка с воздушным охлаждением HFK-95 S40 фирмы IBAG North America предназначена для установки на вертикальных и горизонтальных многоцелевых станках. Шпиндель головки вращается с частотой 42 000 $мин^{-1}$ и имеет привод, обеспечивающий мощность 1,9 кВт (непрерывная работа) и 3 кВт (пиковое значение). Фирма IBAG North America предлагает серию новых высокоскоростных фрезерных и сверлильных шпиндельных головок диаметром 20 и 22 мм для прутковых автоматов. Шпиндель головок вращается с частотой 100 000 $мин^{-1}$. Радиальное биение шпинделя не превышает 2 мкм.

Миниатюрные цельнотвердосплавные резьбовые фрезы фирмы Emuge предназначены для обработки труднообрабатываемых материалов, включая коррозионно-стойкую сталь, титан и сплавы Inconel и Hastelloy. Фирма Iscar Metals предлагает многогранные режущие пластины, изготовляемые в соответствии с новой концепцией 3P Sumo Line, и новые режущие инструменты, оснащаемые этими пластинами. Делительная головка 5C2 Rotary Indexer фирмы Hardinge применяется для работы с деталями массой до 50 кг и воспринимает осевое усилие до 4,4 кН. Шпиндель головки имеет сквозное отверстие диаметром 27 мм. Точность поворота составляет ±25", а радиальное биение шпинделя не превышает 0,005 мм. Фирма Master Chemical разработала высокоэффективный низкопенящийся концентрат Trim Clean IP 2019s для удаления масла и СОЖ с поверхности металлических деталей, для защиты от коррозии и одновременного удаления заусенцев. Рабочий раствор содержит 2÷4 % концентрата и работает при температуре от 21 до 71 °С.

Г. С. ПОТАПОВА

По вопросам получения и перевода материалов из зарубежных журналов обращаться к Г. С. Потаповой по тел./факсу: (495) 611 21 37, e-mail: stankoinform@mail.ru, веб-сайт: www.stankoinform.ru