

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

11 2012

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

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 "Белый ветер", 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Ванин В.А. — Унифицированная структура внутренних (формообразующи» цепей металлорежущих станков на основе шагового гидропривода	() 3	Vanin V. A
Медведев Ю. А. — Возникновение нелинейного явления "кавитация"	. 10	Medvedev
Курушин М. И., Курушин А. М., Курушин С. А. — Новый способ повышени прочности резьбового соединения	я 13	Qurushin increas
Герасимов С. А. — Динамика виброударного перемещения	15	Gerasimo
Афонин С. М. — Импульсное управление пьезодвигателем нано- и микро перемещений)- 19	Aphonin movem
Шендеров И.Б. — Расчет деформации осесимметричных деталей пр повторно-переменном нагружении по модели Мазинга	и 21	Shendero and va
Бузановский В. А. — Направления развития газовых наносенсоров. Получени и свойства углеродных нанотрубок	e 24	Buzanovs nanotu
Кичкарь Ю. Е., Кичкарь И. Ю. — Моделирование работы бурового вибросита	30	Kichkar Y
Санинский В. А., Платонова Ю. Н. — Геометрические характеристики радиально упорных подшипников скольжения с эквидистантными поверхностями трени с регулярным периодическим профилем)- я 34	Saninskiy contra surface
Семичев Ю. С., Сурков И. А. — Влияние плотности разбиения на элементи конструктивного концентратора напряжений на точность расчета методо конечных элементов	ы м 39	Semichev constru finite e
Цикл статей		
«Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки»		**
Мирзоев Г.И., Мусаев Ю.А. — Оценка параметров положения вала подшипнике скольжения	в 41	friction
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ		
Набатников Ю.Ф. — Обеспечение точности соединений деталей маши методом межгрупповой взаимозаменяемости	н 43	Nabatniko by inte
Быков С.Ю. — Точность сверления на станке УФ-280	52	Byckov S.
Ардашев Д. В. — Основы групповой технологии шлифования	54	Ardashev
Шаламов В. Г., Савельев Д. А., Сметанин С. Д. — Получение порошковы материалов ротационным точением	x 56	Shalamov produc
Серия статей "Моделирование технологических процессов обработки материалов в системе Marc (CAD/CAE)"		
Жарков В. А. — Моделирование в системе Marc обработки материалов в машинс строении. Часть 4. Вытяжка осесимметричной детали без утонения стенки)- 58	Zharkov \ Part 4.
Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»		
Пухальский В. А., Гаврилов Г. А. — Влияние биения режущих лезвий торцевы фрез на их изнашивание	x 65	Puhalskiy of face
Вайнер Л.Г. — Моделирование процесса съема припуска при шлифовани торцов одиночной заготовки	и 68	Vainer L. rough
Липатов А. А. — Реактивная диффузия при резании высоколегированных стале твердосплавным инструментом.	й 72	Lipatov A tipped
ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА		
Костров А. В., Мирошникова В. Д., Мирошникова Т. Д. — Закономерност построения устройств хранения и накопления с ячеистой структурой Механизм варьирования морфологией	и 1. 79	Kostrov A rules o Mecha
ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ		
Тютрин С.Г. — Усталостный датчик из индиевой фольги	82	Tyutrin S.
Аскаров Е. С. — Центробежно-гирационная мельница без противовеса	84	Askarov E
Назаров А.П., Окунькова А.А. — Технология селективного лазерног спекания	o 85	Nazarov agglon
Технический редактор Т. А. Шацкая	Сда	но в набс

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- ${f A.}$ The unified structure of internal (shape-generating) chains of machines based on a step hydraulic actuator
- v Ya. A. The nonlinear "cavitation" phenomena initiation
- M. I., Qurushin A. M., Qurushin S. A. A new technique of sing the strength of screw joint
- v S. A. Dynamics of shaky/impact displacement
- S. M. The pulse control of piezoengine of nano- and micronents
- v I.B. Design of axisymmetric parts deformation while repeated riable loading using Mazing model
- kiy V. A. The trend of fiery nanosensors. Manufacturing carbon bes and their features
- **'u. E., Kichkar I. Yu.** Modeling a chisel shaker screen operation
- V. A., Platonova Yu. N. Geometrical characteristics of angularct friction bearing having regular die-rolled section equidistant es
- Yu. S., Surkov I. A. Tightness of element decomposition of uctional stress concentrator influence on accuracy of the design by element method

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

G. I., Musaev Yu. A. - Position parameters evaluation of shaft in

bearing

MANUFACTURING ENGINEERING

- **by Yu. F.** The accuracy assurance of joint assemblies of machinery ergroup compatibility technology
- Yu. The accuracy of drilling on UF-280 machine
- **D. B.** Foundations Group of grinding technology
- B. G., Saveliev D. A., Smetatin S. D. Powdered material ction through rotary sharpening

A series of articles "Marc (CAD/CAE) system model analysis of materials processing'

I. A. — Marc system modeling materials processing in engineering. Extension of axisymmetric part without wall necking

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

- V. A., Gavrilov G. A. Influence of wobble actions of cutting ends milling cutters on the wear out of cutting ends
- G. Model of metal transition process while glazing ends of isolated part
- A. The jet diffusion while cutting heat-resistant steels by carbidesingle-point tool

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

A. V., Mearoshnicova V. D., Mearoshnicova T. D. - Forming-up of storage and buffering device structure having a cellular construction. inisms of their morphology variation

TECHNICAL INFORMATION

G. – Indium leaf fatigue sensor E. S. — Axifugal- gyratory grinding mill without counterbalance A. P., Okunkova A. A. — The technology of the selective laser neration

ор 05.09.2012. Подписано в печать 17.10.2012. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 12,13. Корректор Е. В. Комиссарова

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

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

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.914.7:621.833

В. А. ВАНИН, д-р техн. наук (Тамбовский ГТУ), e-mail: solisitor68@yandex.ru

Унифицированная структура внутренних (формообразующих) цепей металлорежущих станков на основе шагового гидропривода

Рассмотрена возможность построения внутренних (формообразующих) кинематических цепей металлорежущих станков на основе гидравлических связей с использованием шагового гидропривода для повышения точности, снижения металлоемкости, оптимизации конструкции станка с применением агрегатно-модульного принципа.

Ключевые слова: кинематические цепи, металлорежущий станок, гидравлические связи, шаговый гидропривод, агрегатно-модульный принцип.

The constructability of internal (shape-generating) kinematic chains of cutting machines was considered. This approach is based on hydraulic connections using a step hydraulic actuator for improving accuracy, reduction in metal consumption and structural optimization of machine-tool practicing a modular concept.

Keywords: kinematic chains, cutting machine, hydraulic connections, step hydraulic actuator, modular concept.

Общая тенденция применения агрегатно-модульного принципа построения техники затронула и станкостроение, что обусловило переход от оригинального конструирования к созданию станков различного назначения из типовых конструктивно и технологически завершенных агрегатов (блоков, модулей), в частности к построению по модульному принципу внутренних (формообразующих) цепей металлорежущих станков с жесткой функциональной связью между заготовкой и инструментом. К таким станкам относятся зубо- и резьбообрабатывающие станки разных типов со сложными кинематическими связями, без использования механических цепей на базе гидравлических и электронно-гидравлических связей с применением гидравлических самотормозящих шаговых приводов.

Для осуществления определенного формообразующего движения необходимо обеспечить кинематическую связь между исполнительными звеньями станка, а также кинематические связи этих звеньев с источником движения [1], что, как правило, осуществляется с помощью кинематических цепей, составленных из механических звеньев как в цепях главного движения, так и во внутренних цепях станков. Кинематические цепи с механическими звеньями обеспечивают достаточно точные передаточные отношения выходных звеньев и не требуют дополнительных поднастроек в процессе работы. Однако при этом серьезным недостатком является то, что в каждом конкретном случае конструкция внутренних цепей индивидуальна не только для станков разного назначения, но и для станков одного типа, но разных типоразмеров. Кроме того, кинематические цепи, составленные из механических звеньев, имеют следующие существенные недостатки:

значительную протяженность кинематических цепей, особенно при сложном пространственном расположении рабочих органов. При большом числе промежуточных подвижных звеньев и значительном расстоянии между подвижными рабочими органами (узлом заготовки и узлом инструмента) жесткие кинематические связи усложняются, что приводит к усложнению конструкции станка в целом и снижению точности функционально связанных перемещений;

большое число элементов, составляющих цепи (валы, зубчатые передачи, подшипники и т. п.);

непостоянную жесткость, обусловленную протяженностью цепи, жесткостью стыков в кинематических парах, большим числом кинематических пар.

Точность металлорежущих станков обеспечивается точностью изготовления его основных деталей, сборки и регулировки, а также жесткостью элементов, стабильностью формы и размеров базовых и корпусных деталей.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований и практика эксплуатации станков со

сложными кинематическими связями позволили выделить ряд методов совершенствования и оптимизации кинематических цепей и кинематических систем станков и другой техники по критерию кинематической точности — одни из них позволяют усовершенствовать кинематические цепи или кинематическую систему в целом, другие — повысить точность или уменьшить влияние отдельных элементов системы.

При рациональном построении внутренних кинематических цепей станка обеспечить его высокую кинематическую точность можно двумя способами:

устранить или уменьшить погрешности элементов цепи и выбрать кинематическую схему и ее элементы, обеспечивающие наименьшее влияние этих погрешностей, уменьшив тем самым отдельные составляющие суммарной погрешности;

включить в кинематическую цепь специальные механизмы, компенсирующие кинематическую погрешность конечных звеньев кинематической цепи (корригирующие устройства для всей кинематической цепи или для отдельного механизма, при этом кинематическая структура корригирующего участка цепи должна иметь минимально возможный цикл зацепления).

Таким образом, построение рациональной структуры кинематической цепи по критерию минимальной кинематической погрешности осуществляется путем устранения или уменьшения до возможного предела погрешностей элементов цепи и разработкой такой кинематической схемы, которая позволит обеспечить наименьшее влияние этих погрешностей.

Механические кинематические связи во внутренних цепях металлорежущих станков не удовлетворяют возросшим требованиям к точности, жесткости, снижению металлоемкости, особенно при построении цепей по агрегатно-модульному принципу для станков различного назначения и разных типоразмеров. Особенно это относится к металлорежущим станкам со сложными разветвленными многозвенными механическими переналаживаемыми цепями значительной протяженности, в которых требуется жесткая функциональная связь для создания взаимосвязанных формообразующих движений заготовки и инструмента, например в зубо- и резьбообрабатывающих станках. Сократить протяженность внутренних цепей станков можно, применив вместо механических связей гидравлическую систему синхронной связи на основе гидравлического шагового привода (ГШП), которая обеспечивает высокую точность согласованных угловых перемещений и возможность непосредственного соединения исполнительного двигателя с нагрузкой без промежуточных механических передач, редукторов, коробки подач [2, 3].

Построение внутренних кинематических цепей металлорежущих станков различного назначения в виде гидравлических связей на основе ГШП значительно упрощает кинематическую структуру, сокращая протяженность механических цепей исключением ряда промежуточных механических звеньев и улучшая технологичность конструкции благодаря агрегатно-модульному построению кинематических цепей. При этом появляется возможность сблизить и удобно расположить согласованно работающие элементы станка, повысить точность и жесткость кинематических цепей, значительно снизить металлоемкость конструкции.

Для гидравлических кинематических формообразующих цепей станков используется гидромеханическая синхронная передача "гидравлический вал" [2, 3].

Гидравлический шаговый привод относится к новому классу объемных гидроприводов, функциональные особенности которых заключаются в их способности устойчиво отрабатывать релейные и импульсные управляющие сигналы с высокой точностью при любой нагрузке.

Структурно ГШП представляет собой систему из трех агрегатов (блоков): источника рабочей жидкости, управляющего устройства и силового гидравлического шагового двигателя (ГШД). В качестве последнего используется двигатель, выходной вал которого отрабатывает дискретные управляющие сигналы с высокой точностью и большой мощностью. Звеном настройки такой передачи служит генератор гидравлических импульсов, соединенный с ГШД системой трубопроводов и преобразующий энергию рабочей жидкости в гидравлические импульсы, распределяя их в определенной последовательности по рабочим камерам гидродвигателя. Частота вращения и суммарный угол поворота выходного вала ГШД пропорциональны соответственно частоте и числу управляющих импульсов.

При использовании ГШП во внутренних цепях металлорежущих станков передаточное отношение между исполнительными органами гидравлической связи зависит от соотношения частот управляющих импульсов, формируемых коммутирующим устройством (генератором гидравлических импульсов) и подаваемых к исполнительным ГШД приводов заготовки и инструмента.

Так как для формообразующего движения необходима жесткая кинематическая связь между заготовкой и инструментом для осуществления требуемого перемещения рабочих органов, то из всех типов ГШД наиболее эффективными для внутренней



Рис. 1. Структурная схема зуборезного станка с гидравлическими связями для нарезания цилиндрических зубчатых колес методом зуботочения

цепи станков являются двигатели с механической редукцией шага.

Особенности частотного регулирования скорости исполнительного ГШД и высокие компоновочные качества ГШП позволяют применить гидравлические связи в станках, где требуются точные взаимосвязанные движения заготовки и инструмента и со сложными разветвленными многозвенными цепями значительной протяженности, в частности с тяжелонагруженными силовыми цепями, испытывающими значительные механические и температурные деформации, обусловливающие применение громоздких механических устройств. К таким цепям относятся цепи обката, деления, дифференциальные цепи зубо- и резьбообрабатывающих станков различного назначения и с разными схемами формообразования. Это позволяет не создавать новые, внутренние кинематические цепи при конструировании станков, а компоновать их из небольшого числа унифицированных отработанных модулей, используя ограниченное число оригинальных деталей и узлов.

Гидравлические связи на основе ГШП во внутренних цепях станков позволяют существенно упростить систему управления, обеспечивая требуемую точность при разомкнутой системе управления благодаря однозначному соответствию числа и частоты следования управляющих импульсов и величины и частоты отработки дискретных перемещений (угловых или линейных) на выходе исполнительного органа.

Ниже рассмотрены структурные схемы станков различного назначения, формообразующие цепи которых построены с использованием гидравлических связей на основе ГШП с различными схемами коммутации потоков рабочей жидкости.

На рис. 1 представлена структурная схема зуборезного станка с гидравлическими внутренними связями для нарезания цилиндрических зубчатых колес с винтовым зубом чашечным резцом путем зуботочения [4].

Вращение инструмента 5 осуществляется от электродвигателя Д через звено настройки і, и связано с вращением заготовки 8 гидравлической цепью деления, включающей в себя ГШД 3, кинематически связанный с заготовкой и управляемый генератором 6 гидравлических импульсов, золотниковая втулка которого с рабочими щелями получает вращение от приводного зубчатого колеса 7, закрепленного на шпинделе инструмента. Продольное перемещение инструмента производится от ГШД 9, кинематически связанного с ходовым винтом 10 продольного перемещения инструмента и управляемого генератором гидравлических импульсов 12, золотниковая втулка которого (с рабочими щелями) получает вращение от приводного зубчатого колеса 4, жестко закрепленного на шпинделе заготовки. Дифференциальное движение, обес-



Рис. 2. Структурная схема резьбонарезного станка с гидравлическими связями во внутренней цепи для нарезания конических винтовых поверхностей переменного шага

печивающее заготовке дополнительный поворот для получения на ней винтового зуба, осуществляется от ГШД 14, кинематически связанного с заготовкой через суммирующий механизм 16 в виде дифференциала с коническими колесами посредством червячной передачи 15 и управляемого генератором 11 гидравлических импульсов, золотниковая втулка которого (с рабочими щелями) получает вращение от приводного зубчатого колеса 13, закрепленного на ходовом винте 10 продольного перемещения инструмента. Рабочая жидкость к генераторам гидравлических импульсов подводится от насосной установки 1 по трубопроводу 2.

На рис. 2 представлена структурная схема резьбонарезного станка с гидравлическими связями во внутренней цепи, предназначенного для нарезания конических винтовых поверхностей переменного шага [5].

Заготовка 9 совершает вращательное движение от электродвигателя Д через звено настройки i_v и связана винторезной цепью с инструментом 10. Продольное перемещение суппорта 13 с инструментом осуществляется от ГШД 1, кинематически связанного с ходовым винтом 15 продольной подачи суппорта и управляемого генератором гидравлических импульсов 4, золотниковая втулка которого (с рабочими щелями) получает вращение от приводного зубчатого колеса 8, закрепленного на шпинделе заготовки.

Поперечное перемещение резцовой каретки 11 с инструментом, связанное определенной зависимостью с продольным перемещением суппорта 13 для получения конической поверхности, осуществляется от ГШД 14, кинематически связанного с ходовым винтом 12 поперечной подачи резцовой каретки и управляемого генератором гидравлических импульсов 2, золотниковая втулка которого (с рабочими щелями) получает вращение от генератора 4 гидравлических импульсов, управляемого ГШД цепи продольного перемещения суппорта 13 через несиловую гитару 3 сменных зубчатых колес.

Дополнительное перемещение инструмента, обусловленное приращением шага резьбы, осуществляется от ГШД 16, кинематически связанного посредством червячной передачи 17 с суммирующим механизмом 18, выполненным в виде дифференциала из конических колес и управляемого генератором 7 гидравлических импульсов, золотниковая втулка которого (с рабочими щелями) получает вращение от приводного зубчатого колеса 8. Рабочая жидкость к генераторам гидравлических импульсов подводится от насосной установки 6 по трубопроводу 5.



Рис. 3. Структурная схема зуборезного станка с внутренними гидравлическими связями для нарезания конических колес со спиральным зубом

На рис. 3 приведена структурная схема зуборезного станка с гидравлическими внутренними связями для нарезания конических колес со спиральным зубом резцовой головкой [6].

Станок включает в себя инструмент 5 (резцовая головка), который размещен на люльке 9 и получает вращение от электродвигателя Д через звено настройки *i*_v. Заготовка 6 связана с люлькой 9 гидравлической цепью обката. Вращение люльки 9 осуществляется от ГШД 3, кинематически связанного с червячной передачей 4 и управляемого генератором 12 гидравлических импульсов, золотниковая втулка которого (с расчетным числом рабочих щелей) получает вращение от гидромотора 11. Вращение заготовки 6 производится ГШД 7, управляемым генератором 8 гидравлических импульсов, золотниковая втулка которого (с расчетным числом рабочих щелей) получает вращение от генератора 12 гидравлических импульсов привода люльки через несиловую гитару 10 сменных зубчатых колес. Рабочая жидкость к генераторам гидравлических импульсов поступает от насосной установки 1 по трубопроводу 2.

На рис. 4 представлена структурная схема резьбофрезерного станка с гидравлическими связями в цепях продольной и поперечной подач для нарезания коротких резьб гребенчатыми фрезами [7].

Станок включает в себя инструмент 5 (гребенчатая фреза), который совершает главное вращательное движение от электродвигателя $Д_1$ через звено настройки i_v , и заготовку 4, осуществляющую вра-



Рис. 4. Структурная схема резьбофрезерного станка с гидравлическими связями в кинематических цепях продольных и поперечных подач для нарезания коротких резьб гребенчатыми фрезами



Рис. 5. Структурная схема токарно-затыловочного станка с внутренними гидравлическими связями для затылования конических резьбовых изделий с винтовыми стружечными канавками

щение (движение круговой подачи) от электродвигателя $Д_2$ через звено настройки i_s . Движение продольной подачи — перемещение фрезы в продольном направлении — осуществляется от ГШД 12, кинематически связанного с барабаном 11 продольной подачи со сменными кулачками. Управление ГШД 12 осуществляется генератором 2 гидравлических импульсов, золотниковая втулка которого (с рабочими щелями) получает вращение от приводного зубчатого колеса 3, жестко закрепленного на шпинделе заготовки 4.

Поперечное перемещение инструмента 5 в радиальном направлении для получения полной глубины фрезерования осуществляется ГШД 6, кинематически связанным с барабаном 7 радиальной (поперечной) подачи и управляемым генератором 9 гидравлических импульсов, золотниковая втулка которого (с рабочими щелями) получает вращение от приводного зубчатого колеса 10, жестко закрепленного на валу барабана 11 продольной подачи. Рабочая жидкость к генераторам гидравлических импульсов подается от насосной установки 1 по трубопроводу 8.

На рис. 5 представлена структурная схема токарно-затыловочного станка с гидравлическими внутренними связями для обработки конических резьбовых затылованных изделий с винтовыми стружечными канавками [8].

Установленная на шпинделе заготовка 8 получает вращательное движение от электродвигателя Д через звено настройки i_v . Инструмент 11 взаимодействует с заготовкой по цепи затылования (деления).

Движение деления (затылования), связывающее между собой вращение заготовки 8 и вращение кулачка 5 затылования, от которого получает возвратно-поступательное движение верхняя каретка 14 с инструментом 11, осуществляется от ГШД 3, управляемого генератором 6 гидравлических импульсов, золотниковая втулка которого (с расчетным числом рабочих щелей) получает вращение от зубчатого колеса 7, жестко закрепленного на шпинделе изделия.

Продольное перемещение инструмента 11 связано с вращением заготовки 8 винторезной цепью и осуществляется от ГШД 16, кинематически связанного с продольным суппортом 21 посредством ходового винта 19 продольной подачи и управляемого генератором 9 гидравлических импульсов, золотниковая втулка которого (с рабочими щелями) получает вращение от приводного зубчатого колеса 7.

Поперечное перемещение верхней каретки 14 суппорта с инструментом, необходимое для воспроизведения наклонной образующей при обработке конической поверхности, осуществляется гидравлической связью, включающей в себя ГШД 12, кинематически связанный посредством ходового винта 13 поперечной подачи и управляемый генератором 22 гидравлических импульсов, золотниковая втулка которого (с рабочими щелями) получает вращение посредством несиловой гитары 10 сменных зубчатых колес от вращающейся золотниковой втулки генератора гидравлических импульсов цепи продольных подач. Дифференциальное движение, необходимое при затыловании конических резьбовых изделий с винтовыми стружечными канавками и обеспечивающее добавочный поворот кулачку 5 затылования, от которого совершается возвратнопоступательное движение инструмента при перемещении продольного суппорта 21, осуществляется ГШД 18, кинематически связанным с кулачком затылования через суммирующий механизм 2 в виде дифференциала с коническими колесами посредством червячной передачи 20 и управляемого

генератором 15 гидравлических импульсов, золотниковая втулка которого (с рабочими щелями) получает вращение от приводного зубчатого колеса 17, жестко закрепленного на ходовом винте 19 продольной подачи суппорта 21. Рабочая жидкость подводится к генераторам гидравлических импульсов от насосной установки 1 по трубопроводу 4.

Применение унифицированных гидравлических связей на основе ГШП во внутренних (формообразующих) цепях металлорежущих станков взамен механических цепей позволяет:

упростить конструирование кинематики станка; уменьшить разнообразие конструкций цепей; улучшить условия совместимости; многократно применять элементы в различных комбинациях и сочетаниях в новых компоновках; рационально построить кинематику станка с наименьшим числом составляющих механических элементов;

обеспечить при ограниченном комплекте унифицированных блоков (модулей) построение кинематических цепей различного функционального назначения, выполняющих разнообразные технологические и компоновочные требования технических заданий;

устранить конструктивное и размерное многообразие кинематических внутренних цепей, предназначенных для выполнения однотипных функций; снизить затраты на проектирование и изготовление, используя типовое построение кинематических цепей; организовать выпуск станков разнообразных модификаций на основе типизации решений на единой базе унифицированных узлов (модулей);

обеспечить конструктивную преемственность при создании станков благодаря типизации конструкции внутренних кинематических цепей на основе гидравлических связей в виде ГШП, состоящего из конструктивно и функционально завершенных агрегатов (модулей), которые имеют унифицированные габаритно-установочные и присоединительные элементы и способны выполнять заданные функции или самостоятельно, или совместно с аналогичными модулями в зависимости от назначения, сложности внутренней цепи, числа формообразующих движений;

сократить сроки и трудоемкость проектирования и изготовления станков, так как более полно используются выполненные ранее разработки и модификации. При этом обеспечивается рациональное построение конструктивных схем с наименьшим числом составляющих механических элементов, возможность прямого непосредственного соединения исполнительного силового ГШД с исполнительными звеньями цепи без применения промежуточных коробок подач, редукторов, промежуточных звеньев; уменьшить металлоемкость и массу станка, сократив до возможного минимума числа промежуточных звеньев, составляющих механическую кинематическую цепь при замене ее гидравлической связью, что существенно упрощает кинематику станка и одновременно приводит к повышению жесткости и точности, а также позволяет создать более рациональную компоновку, предельно сблизив при этом узел инструмента и узел заготовки при сложном пространственном расположении рабочих органов станка;

осуществить унификацию как элементов привода, так и приводов в целом для станков одного назначения по отдельным координатам и для станков различного технологического назначения и разных типоразмеров;

уменьшить накопленную погрешность изделия, так как общая протяженность кинематической цепи между согласуемыми органами, обусловливающая накопление ошибки за счет увеличения угла закручивания по ее длине, в случае применения гидравлической связи предельно сокращается, так как погрешность гидравлической связи не зависит от расстояния между задающим устройством и исполнительным ГШД, а определяется точностью конечных делительных звеньев цепи (червячные, винтовые передачи) и точностью изготовления элементов ГШД, инструмента и заготовки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Федотенок А. А. Кинематическая структура металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1970. 430 с.

2. **Трифонов О. Н., Ванин В. А.** "Гидравлический вал" в приводе металлорежущих станков // Гидравлические системы металлорежущих станков. Межвуз. сб. науч. тр. Вып. 4. М.: Станкин, 1979. С. 178—184.

3. **Трифонов О. Н., Ванин В. А.** Применение гидравлических шаговых моторов в цепи обката зубодолбежного станка // Гидравлические системы металлорежущих станков. Межвуз. сб. науч. тр. Вып. 2. М.: Станкин, 1977. С. 98—104.

4. Заявка 95111229/02. Рос. Федерации: МПК 6B23F5/16. Станок с гидравлическими связями для нарезания цилиндрических зубчатых колес методом зуботочения.

5. Пат. 2132256. Рос. Федерации: МПК 6В23В5/46. Станок для нарезания конических винтовых поверхностей с переменным шагом.

6. Пат. 2146188. Рос. Федерации: МПК 7В23F9/12. Цепь обката зуборезного станка для нарезания конических колес со спиральным зубом.

7. Заявка 96101862/02. Рос. Федерации: МПК 6В231/02. Резьбофрезерный станок с гидравлическими связями для нарезания коротких резьб.

8. Заявка 2003113034/02. Рос. Федерации: МПК 7В23В5/42. Токарно-затыловочный станок с гидравлическими связями для обработки конических резьбовых изделий.

УДК 532.528

Ю. А. МЕДВЕДЕВ, канд. техн. наук (Владимирский ГУ), e-mail: medvedev@vlsu.ru

Возникновение нелинейного явления "кавитация"

Проведен анализ публикаций о возникновении кавитации. Приведена линия фазового равновесия рабочей жидкости. Установлено, что теоретической границей жидкости является спинодаль.

Ключевые слова: кавитация, жидкость, фазовое равновесие, спинодаль.

The study case of articles about cavitation onset was made. The phase equilibrium line of power fluid was stated. It was found out that a spinodal is a theoretical boundary of fluid.

Keywords: cavitation, fluid, phase equilibrium, spinodal.

При исследовании динамических свойств автоматических систем с электрогидравлическими исполнительными механизмами с золотниковым управлением следует учитывать возможность возникновения кавитационных режимов, ухудшающих работоспособность системы: в результате выделения при кавитации паров и растворимых газов увеличивается сжимаемость жидкости, снижается быстродействие системы, нарушается устойчивость работы.

В виду того, что кавитационные явления вносят существенную нелинейность в характеристики системы, проводились исследования различных гидравлических механизмов [1, 2]. Имеются публикации результатов для механизмов, в которых в качестве рабочей жидкости используется вода или фреон. Наиболее широко исследованы кавитационные явления, возникающие в высоконапорных турбонасосах, при работе гребных винтов кораблей, при быстром перемещении в жидкости несущих плоскостей (суда на проводных крыльях), в электрогидравлических механизмах с источником гидравлического питания постоянного давления и т. д.

Кавитация (от лат. пустота) — это образование в жидкости полостей, заполненных паром или газом. Суть кавитации заключается в том, что при понижении в некотором объеме жидкости абсолютного давления до критического значения, она вскипает и образуется объем, заполненный парами и газами. Нарушение непрерывности потока жидкости приводит к неблагоприятным последствиям. При этом в моделировании процесса, происходящего во всем объеме, нельзя применить обычные уравнения гидродинамики.

В соответствии с кинетической теорией для разрыва жидкости необходимо приложить растягивающие напряжения порядка нескольких сотен ньютонов на квадратный сантиметр. При этом разрыв жидкости понимается как ее распад во всем объеме. Если предположить, что разрыв жидкости в действительности происходит не во всем объеме, а в слабых точках, т. е. в паровых зародышах, возникающих в результате тепловых флюктуаций, то прочность жидкости на разрыв снизится до $\approx 150 \text{ H/cm}^2$.

Реальные жидкости разрываются при значительно меньших растягивающих напряжениях. Согласно сложившимся представлениям жидкость не выдерживает растягивающих напряжений и разрывается при давлении, равном давлению насыщенного пара при данной температуре. Поэтому можно предположить существование зародышей кавитации в виде гнезд, расположенных на гидрофобной (несмачиваемой) поверхности или во впадинах мельчайших шероховатостей и заполненных нерастворенным газом или паром.

Возникновение кавитации в жидкости из газового зародыша можно представить следующим образом. При попадании газового зародыша (пузырька), способного к кавитационному росту, из объема невозмущенной жидкости в зону действия растягивающих напряжений, он при некотором значении напряжений становится неустойчивым и начинает быстро расти, а попав в область повышенного давления, он схлопывается. Скорости расширения и схлопывания пузырька регулируются инерционностью жидкости и свойствами содержимого пузырька. Если в нем содержится газ, то полного смыкания не происходит, давление газа внутри пузырька повышается и останавливает его сжатие.

Не останавливаясь на причинах возникновения в жидкости газовых зародышей, рассмотрим условия статического равновесия маленьких пузырьков, наполненных насыщенными парами жидкости и газом, которые испытывают воздействие сил поверхностного натяжения и внешнее давление.

Для пузырька [3], наполненного парами жидкости и некоторым количеством газа, продиффундировавшего внутрь пузырька из окружающей его жидкости, условие равновесия, полагая, что пузырек сферический, имеет вид:

$$p = p_{\rm H} + p_{\rm \Gamma} - \frac{2\sigma}{R}, \qquad (1)$$

где p — давление в жидкости, окружающей пузырек; $p_{\rm H}$ — давление насыщающих паров при данной температуре; p_{Γ} — давление газа внутри пузырька; σ — поверхностное натяжение; R — радиус пузырька. Условие роста пузырька:

$$p < p_{\rm H} + p_{\Gamma} - \frac{2\sigma}{R}.$$
 (2)

Из выражения (2) видно, что рост пузырька возможен при условии, что внешнее давление меньше давления насыщения.

Наиболее правильной представляется причина возникновения кавитации, связанная с потерей газовым зародышем устойчивости при снижении внешнего давления до критического значения. Если $p < p_{\rm kp}$, кавитация возникает как при малой, так и при большой скорости потока, хотя размеры, которых достигнут кавитационные пузырьки, в случае малых скоростей будут большими.

Если представить, что пузырек, находившийся в равновесии, внезапно увеличился, то из-за понижения в нем давления газ начнет диффундировать из окружающей жидкости внутрь пузырька, вследствие чего пузырек увеличится еще больше.

Следовательно, рост газовых зародышей может происходить как вследствие потери устойчивости при постоянной массе газа, так и вследствие диффузии газа из окружающей жидкости внутрь пузырька.

Таким образом, можно выделить два процесса разрыва жидкости:

 а) газовая кавитация — связана с ростом зародышей вследствие диффузии газа из окружающей жидкости;

б) паровая кавитация — связана с быстрым расширением пузырька вследствие потери устойчивости.

В действительности паровая кавитация всегда сопровождается диффузией газа внутрь пузырька, поэтому обе кавитации существуют одновременно. Однако диффузионные процессы медленны, а паровой пузырек увеличивается настолько быстро, что в большинстве случаев диффузия не успевает существенно повлиять на процесс.

Для оценки возможности возникновения кавитации в данной точке потока жидкости используют коэффициент местного разрежения [4]:

$$\zeta_1 = \frac{p_0 - p}{\gamma v_0^2 / 2},$$
(3)

где p_0 и v_0 — соответственно давление и скорость невозмущенного набегающего потока; p — давление в рассматриваемой точке; γ — плотность жидкости.

Коэффициент ζ_1 зависит от формы стыка магистралей, радиуса скругления кромок и др. Точке объема, в которой ζ_1 имеет наибольшее положительное значение, соответствует наименьшее абсолютное давление. Именно в этой точке можно ожидать возникновение кавитации.

При увеличении скорости набегающего потока коэффициент ζ_1 в рассматриваемой точке уменьшается обратно пропорционально величине v_0^2 . Одновременно в соседних точках объема, где пер-



Диаграмма фазового равновесия рабочей жидкости

воначально коэффициент ζ_1 был меньше максимального, давление повышается до *р*. При этом в рассматриваемом объеме жидкости растет кавитационный очаг, заполненный парогазовой смесью.

Равенство (3) в этом случае приобретает вид:

$$\zeta_{\rm Kp} = \frac{p_0 - p_{\rm H}}{\gamma v_0^2 / 2},\tag{4}$$

где $\zeta_{\kappa p}$ — коэффициент кавитации.

Выражение (4) в настоящее время является одним из основных количественных соотношений, характеризующих возникновение кавитации [5]. При его выводе полагали, что давление, при котором возникает кавитация, равно давлению паров жидкости, а в жидкости отсутствуют напряжения растяжения. Однако это не соответствует действительности.

На рисунке показана линия p_S фазового равновесия рабочей жидкости: точкам, расположенным правее линии p_S , соответствует жидкая фаза, а левее — паровая фаза. В случае чистой жидкости (без газа) можно получить жидкость в растянутом состоянии. При этом теоретической границей устойчивости чистой жидкой фазы является спинодаль [6] (см. рисунок). Трудно поддающееся количественной оценке влияние состояния поверхности и наличие зародышей определенных конфигураций и размеров приводят к тому, что кавитация возникает в точке некоторой области (заштрихована), примыкающей к линии p_S .

Если динамическое изменение давления (при неизменной температуре) происходит, например в направлении $p_A \rightarrow p_B \rightarrow p_C$, то кавитация может возникнуть в одной из точек 1, 2, 3, и т. д. в зависимости от размеров имеющихся в жидкости парогазовых зародышей. Кавитация исчезает при вполне определенном для данной температуры давлении p_5 насыщенного пара, когда пар превращается в жидкость. Очевидно, что давление возникновения кавитации отличается от давления ее исчезновения.

Заметим, что при выводе выражения (4) поток жидкости считали ламинарным. Для турбулентного потока [7] справедливо равенство:

$$p_{\min} = p_{\text{OII}} + p_{\text{T}},\tag{5}$$

где p_{\min} — минимальное давление в потоке; $p_{\text{оп}}$ — минимальное давление на ограждающей поверхности; p_{T} — понижение местного давления в результате турбулентности.

При этом в момент начала кавитации

$$p_{\min} = p + \Delta p, \tag{6}$$

где Δp — разница между давлением паров жидкости и измеренным давлением, при котором началась кавитация (см. рисунок).

Используем равенства (5) и (6) для определения коэффициента кавитации:

$$\zeta_{\rm Kp} = \frac{p_0 - p_{\rm min}}{\gamma v_0^2 / 2} = \frac{p_0 - p_{\rm H} + p}{\gamma v_0^2 / 2} = \frac{p_0 - p_{\rm ou}}{\gamma v_0^2 / 2} + \frac{p_{\rm T}}{\gamma v_0^2 / 2}.$$
(7)

Выражение (7) запишем в виде: $\zeta_{\rm Kp} = \zeta_{\rm CT} + \zeta_{\rm T}$, где $\zeta_{\rm Kp}$ — коэффициент кавитации, соответствующий ее началу; $\zeta_{\rm CT}$ и $\zeta_{\rm T}$ — коэффициенты кавитации, характеризующие понижение местного давления, обусловленного соответственно формой ограждающей поверхности и турбулентностью пограничного слоя.

При турбулентном течении рабочей жидкости кавитация возникает несколько ранее, чем в ламинарном потоке. Некоторое увеличение критического давления, при котором жидкость начинает кавитировать, зависит от степени турбулентности потока. Однако, как показали исследования [8], турбулентность оказывает незначительное влияние на начало кавитации. Несмотря на это наряду с гипотетическими представлениями о паровой и газовой фазах не исключена возможность механического образования зародышей кавитации. Механическое перемешивание способствует образованию зародышей в свободных от пузырьков жидкостных системах. Наличие турбулентности позволяет предположить, что локализованные области низкого давления, связанные с вихрями и широко распространенные в турбулентном потоке, содействуют образованию пузырьков. Некоторые авторы [9] расширили эту гипотезу, выдвинув предположение о том, что свободное вихревое движение всегда является причиной образования пузырьков в жидкости, подвергающейся механическому возмущению.

Давление в любой точке идеального прямолинейного вихря обратно пропорционально квадрату радиус-вектора этой точки [10]:

$$p = -\frac{\Gamma^2 \gamma}{8\pi^2 r^2},\tag{8}$$

где p — разность давлений в рассматриваемой точке и невозмущенной жидкости, если пренебречь гидростатическим давлением; Г — циркуляция скорости; r — радиус-вектор рассматриваемой точки.

На основании выражения (9) давление, вычисленное в математическом центре свободного вихря должно равняться отрицательной бесконечности. Практически свободные вихри имеют сердечник из газа, пара или жидкости, находящиеся в принудительном вихревом движении. Следует отметить, что исчерпывающей теории образования вихревой турбулентности пока нет из-за трудностей анализа граничных условий [11].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хохлов В. А.** Некоторые вопросы динамики гидравлических исполнительных механизмов дроссельного управления с инерционной нагрузкой // Докл. на 2-м конгрессе ИФАК. М.: Наука, 1963. С. 225—232.

2. Жуков В. Н., Печорина И. Н., Широков В. П. Влияние кавитационных режимов на динамические характеристики гидравлических исполнительных механизмов // Изв. АН СССР. Энергетика и автоматика. 1959. № 2. С. 105—111.

3. **Перник А. Д.** Проблемы кавитации. М.: Судпромгиз, 1963. 365 с.

4. Лукашевич А. Л., Перник А. Д., Фирсов Г. А. Теория корабля. М.: Судпромгиз, 1950. 356 с.

5. **Холл Д., Вислисенус И.** Масштабные эффекты в кавитации // Тр. американского общества инженеровэлектриков (русский перевод). Техническая механика. Т. 83. Сер. 3. 1961. С. 91—97.

6. Семенченко В. К. Избранные главы теоретической физики. М.: Просвещение, 1966. 312 с.

7. **Daily J. W., Jonson V. E.** Turbulence and Boundari-Layer Effects on Cavitation Inception fram Gas nuclei // Transaction of the ASME. V. 78. N 8. 1956. P. 725–731.

8. **Карелин В. Я.** Влияние гидродинамических условий и температуры жидкости на начало и развитие кавитации // Тр. МИСИ. 1962. № 4. М.: МИСИ, С. 82—89.

9. Дин Р. Е. Образование пузырей // Вопросы физики кипения: Пер. с англ. М.: Мир, 1964. С. 135—142.

10. **Прандтль Л., Титьенс О.** Гидро- и аэромеханика. М.: ОНТИ НКТН СССР, 1935. 235 с.

11. **Медведев Ю. А.** О возникновении нелинейного явления типа "кавитация" // Аннотированный библиографический указатель ВИНИТИ АН "Депонированные научные работы" (№ 174 — В2012). 2012. № 6. б/о 40. 10 с. М. И. КУРУШИН, канд. техн. наук, А. М. КУРУШИН, С. А. КУРУШИН (Самарский государственный аэрокосмический университет), e-mail: kurumichail@yandex.ru

Новый способ повышения прочности резьбового соединения

Показано, что регулировка шага равнопрочной по эквивалентным напряжениям разношаговой резьбы резьбового соединения позволяет снизить максимальные эквивалентные напряжения в ней на 50 % по сравнению с напряжениями в резьбе с точным постоянным шагом.

Ключевые слова: резъбовое соединение, усилия, распределение по виткам, погрешность изготовления, прочность элементов, равнопрочность.

It was shown that setting the interval of equal in equivalent stress strength thread (having varying interval) of screw joint allows to reduce the maximum equivalent stress in the thread. This reduction equals 50 % as against stresses in the tread having a sensitive constant interval.

Keywords: screw joint, forces, breakdown by fillet of screw, manufacturing error, component strength, strength balance.

Цель данного исследования повышение статической и усталостной прочности резьбовых соединений. На практике этого чаще всего достигают путем выравнивания любыми способами усилий по виткам резьбы. Однако при этом напряжения во впадине первого витка резьбы всегда значительно больше, чем в остальных витках. Рассмотрена возможность повышения прочности резьбового соединения изготовлением разношаговой резьбы.

Рассмотрим результаты исследования стандартного резьбового соединения М10 методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS при статическом нагружении стержня болта усилием 20 кН. Конечно-элементные модели резьбовых соединений показаны на рис. 1, а, в. Ввиду симметрии резьбового соединения в качестве расчетной принята плоская осесимметричная упругая модель. Винтовая нарезка заменена кольцевыми выступами (впервые это использовал Н. Е. Жуковский). Материал деталей — сталь. Сетка — регулярная. На рис. 1, б, г приведено распределение относительной нагрузки на болт в статике по виткам идеально точно изготовленной резьбы (все шаги резьбы и болта, и гайки одинаковы): рис. 1, δ — в контакте шесть витков, свободных — два витка гайки, один после гайки; рис. 1, ϵ — в контакте пять витков, свободных витков нет. В этих расчетах учтены все виды деформаций элементов резьбовых соединений: неравномерность сжатия тела болта по высоте контакта и растяжения тела гайки в радиальном направлении; скручивание тела гайки в радиальной плоскости (в расчетах Н. Е. Жуковского были учтены только растяжение и сжатие в осевом направлении элементов стержня и тела гайки). Видно что, во-первых, виток 1 воспринимает не 52 % всей нагрузки (как было впервые установлено Н. Е. Жуковским и принято считать при учете только растяжения элементов тела болта и сжатия элементов тела гайки в осевом направлении), а только ≈32÷33 %. Во-вторых, наличие свободных от нагрузки витков снижает на 2÷3 % нагрузку на виток 1. Однако исследования авторов показали, что при высоких частотах возбуждения изделия переменными усилиями (преимущественно со стороны корпуса и, особенно в зонах действия собственных частот элементов резьбовых соединений) распределение усилий может значительно отличаться от их распределения в статике (эти результаты в статье не приведены).



Рис. 1. Конечно-элементные модели резьбовых соединений (*a*, *в*) и распределения относительных усилий $F_{\rm B}/F_6$ по рабочим виткам 1÷6 (*b*) и 1÷5 (*г*) точно изготовленной резьбы в статике



Рис. 2. Изменение отклонения $\Delta P_{\rm r}$ осевых шагов равнопрочной резьбы гайки от номинала при усилии $F_6 = 20$ кН на болт М10

Так как элементы резьбовых деталей имеют очень большие жесткости, то неточность изготовления шагов резьбы значительно влияет на распределение усилий по виткам. В таблице приведены расчетные максимальные эквивалентные напряжения (по Мизесу) оз так по впадинам витков болта М10 при изготовлении резьбового соединения с погрешностями шагов гайки, рассчитанные методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS. В контакте пять рабочих витков. Нагрузка на болт 20 кН. Особенно значительно влияют на изменение оз тах погрешности шагов первых витков в контакте. Увеличение первых шагов гайки ведет к уменьшению, а уменьшение к увеличению эквивалентных напряжений в первых витках (в таблице выделены максимальные эквивалентные напряжения, возникающие не на первом, а на втором и третьем витках). Так, при уменьшении шага первого витка гайки на 1 мкм эквивалентные напряжения во впадине первого витка болта увеличиваются по сравнению с точно нарезанной резьбой на 3 %, при 5 мкм – на 16 %, при 10 мкм — уже на 31 %.

На практике для увеличения прочности резьбовых соединений стремятся разными способами выравнить усилия по виткам резьбы. Однако, по мнению авторов, правильнее добиваться равнопрочности витков по всей контактной высоте резьбового соединения как раз путем неравномерного распределения усилия по виткам по высоте резьбовой части. В наиболее напряженных местах — во впадинах витков, где суммируются напряжения растяжения в стержне с напряжениями от изгиба витков, эквивалентные напряжения (например по Мизесу) максимальны. Так как напряжения растяжения в элементах болта и сжатия в элементах гайки к концу резьбового соединения уменьшаются, то для поддержания равнопрочности необходимо увеличивать составляющие напряжений от изгиба витков. Была поставлена задача — подобрать такие отклонения шагов в контактах витков, чтобы максимальные эквивалентные напряжения по всем виткам были одинаковыми при конкретной статической нагрузке (20 кН), и, следовательно, резьба была бы равнопрочной по всей контактной высоте резьбового соединения.

Технологически этого легче всего достичь изменением шагов витков гайки. На рис. 2 приведена диаграмма отклонений $\Delta P_{\rm r}$ от номинала осевых шагов гайки для равнопрочной резьбы M10 при статическом усилии на болт $F_6 = 20$ кH, которые для витков 1÷6 (см. рис. 1, *a*) соответственно равны: + 6,23; +3,4; +0,5; -2,0; -5,1; -7,85 мкм. Как видим, изменение шагов близко к линейному, что технологически легко реализовать. На рис. 3, *a*, *в* пока-



Рис. 3. Эпюры распределения контактных усилий по виткам резьбового соединения с шестью рабочими витками точной равношаговой (*a*) и равнопрочной разношаговой (*b*) резьб и соответствующие им зависимости эквивалентных напряжений σ_3 во впадинах витков по длине *L* резьбовой части болта (*b*, *c*)

Расчетные	максимальные эквивале	ентные	напряжения	$\sigma_{ m 3max}$ по	впадинам	витков
	в контакте болта	М10 п	іри <i>F</i> _б = 20 к	Н, МПа		

Виток с погрешностью шага в контакте	Погрешность шага гайки, мкм								
	+1	-1	+5	-5	+10	-10			
1 2	1228,8 1281,7	1306,3 1250,1	1071,2 1348,4	1467,7 1192,6	1234,4 1410,0	1661,5 1421,3			
3	1276,3	1255,1	1323,3	1213,3	1341,0	1169,8			
4	1273,2	1259,8	1302,1	1194,9	1307,9	1194,9			
5	1270,5	1261,8	1286,1	1243,2	1292,0	1223,1			
Примечание. При резьбе без погрешности шага _{σэ max} = 1266,4 МПа.									



Рис. 4. Изменения максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{3 \text{ max}}$ во впадинах болта от напряжений σ_6 в болте (*a*) и контактных напряжений τ по торцу гайки от расстояния *l* до внутреннего диаметра гайки (*б*) при точной (*1*) и равнопрочной (*2*) резьбах в соединениях с шестью рабочими витками

заны распределения контактных усилий по виткам соответственно для точной (равношаговой) и равнопрочной (разношаговой) резьбы при $F_6 = 20$ кН: при равношаговой резьбе максимальное усилие приходится на первый виток, при разношаговой — на последний. На рис. 3, б, г показаны изменения эквивалентных напряжений од (по Мизесу) по образующей цилиндра впадин витков соответственно для равношаговой и разношаговой резьб. В равнопрочной резьбе, регулируя шаги витков гайки, можно снизить максимальные эквивалентные напряжения на 50 % по сравнению с напряжениями в точной равношаговой резьбе. На рис. 4, а для

принятого варианта с разношаговой резьбой гайки показано изменение максимальных эквивалентных напряжений оз тах при разных напряжениях σ_б в болте. В определенном диапазоне нагрузок, при котором подбирали разношаговую резьбу гайки в равнопрочной резьбе, максимальные эквивалентные напряжения почти не зависят от величины внешней нагрузки. Следовательно, при статической нагрузке на болт $F_6 = 20$ кН при изменении переменных составляющих внешней нагрузки переменные эквивалентные напряжения в витках будут изменяться незначительно, что приведет к еще большему увеличению усталостной прочно-



Рис. 5. Максимальные эквивалентные напряжения $\sigma_{3 \text{ max}}$ по шести рабочим виткам резьбовых соединений с равношаговой резьбой (1 — болт, 3 — гайка) и равнопрочной разношаговой резьбой (2 — болт, 4 — гайка)

сти статически равнопрочного резьбового соединения. Кроме того, как видно из рис. 4, δ , контактные напряжения τ по торцу гайки в равнопрочной резьбе распределяются более равномерно по радиусу, что должно увеличивать сопротивляемость гайки самоотвинчиванию в условиях вибраций изделий с равнопрочной резьбой.

На рис. 5 приведены распределения эквивалентных напряжений по виткам болта и гайки для точной равношаговой резьбы и равнопрочной разношаговой. Таким образом, исследования показали неоспоримые преимущества нового способа повышения прочности резьбового соединения.

УДК 629.03-868

С. А. ГЕРАСИМОВ, канд. физ.-мат. наук (ЮФУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: gsiml953@mail.ru

Динамика виброударного перемещения

Установлено, что вибрационное перемещение, обусловленное столкновениями несбалансированного тела (кулачковый механизм) с платформой, может происходить в обоих направлениях. Вычислена средняя скорость такого движения.

Ключевые слова: колебания, асимметрия внутренней силы, кулачковый механизм, удар.

It was estimated that vibratory displacement due to collisions of unbalanced body (camshaft mechanism) with a ramp may take place in both directions. An average velocity of this movement was computed.

Keywords: vibrations, internal force unbalance, camshaft mechanism, impact. Применение в том или ином транспортном средстве традиционного привода движения не всегда обосновано с технической, экономической или технологической точки зрения. В качестве альтернативы традиционному приводу можно использовать вибрационное перемещение [1], которое, по существу, представляет собой движение центра масс системы тел под действием силы трения [2] или силы сопротивления среды [3]. Вибрационное перемещение целесообразно использовать для транспортирования только в двух случаях: при асимметрии диссипативных сил, которыми являются силы трения или силы сопротивления и при асимметрии



Рис. 1. Схема виброударного движителя

внутренней силы. Особый интерес представляет последний случай. При этом асимметрия диссипативных сил является дополнительным фактором, позволяющим или повысить эффективность такого способа движения, или при необходимости частично его снизить. Наибольшей асимметрии внутренней силы можно достичь, используя ударные механизмы. Известны результаты экспериментов [4, 5], подтверждающие эффективность вибрационного перемещения при ударном возбуждении внутренней силы. Теоретическая сторона данного способа перемещения, к сожалению, в публикациях не рассматривалась по двум основным причинам: первая — трудности описания ударных процессов [6]; вторая — противоречия, возникающие при описании сил трения. Модели сухого (кулоновского) трения здесь недостаточно, поскольку вибрационное перемещение в ряде случаев оказывается не только прерывистым, но и реверсивным.

Вибродвижитель (рис. 1) представляет собой платформу 1 массой М, относительно которой совершает незатухающие негармонические колебания тело массой т — кулачковый механизм, состоящий из кулачка 3, роликового толкателя (копира) 2 и упругого звена (пружины) 4, масса которого пренебрежимо мала по сравнению с наименьшей суммой М и т. Предполагается, что диаметр толкателя, жестко соединенного с платформой, намного меньше характерного размера кулачкового механизма, а кулачок вращается с постоянной угловой скоростью ω. Данная схема выбрана неслучайно: именно она позволила экспериментально получить не только движение по горизонтальной поверхности [4], но и подъем по наклонной плоскости [5].

Введем обозначения F_f — эффективная сила трения скольжения или качения, действующая на платформу; F_{mM} — сила, с которой тело массой *m* (кулачковый механизм) действует на ту же платфор-

му. Тогда в инерциальной системе отсчета уравнение движения платформы примет вид:

$$M\frac{\mathrm{d}^2 x}{\mathrm{d}t^2} = F_{mM} + F_f,\tag{1}$$

где *х* — координата платформы относительно инерциальной системы отсчета *XOY*.

На несбалансированное тело — движущийся в горизонтальном направлении кулачковый механизм, действует только сила F_{Mm} , создаваемая платформой. Разумеется, на оба тела действуют еще соответствующие силы тяжести и реакции опор, суммы которых равны нулю, если движение происходит без изменения веса. Это означает, что уравнение движения тела массой *m* имеет вид:

$$m\frac{\mathrm{d}^2(x+x_m)}{\mathrm{d}t^2} = F_{Mm},\tag{2}$$

где *x_m* — координата кулачкового механизма относительно платформы (см. рис. 1).

Для пружины, весом которой можно пренебречь,

$$F_{Mm} + F_{mM} = 0, (3)$$

поэтому уравнение (1) движения платформы с учетом формул (2) и (3) примет вид:

$$(M+m)\frac{d^2x}{dt^2} = F_f - m\frac{d^2x_m}{dt^2}.$$
 (4)

По сути, выражение (4) описывает движение центра масс системы двух тел, на которую действует только сила трения. Отметим, что характер движения платформы определяется двумя факторами: трением и характером изменения координаты кулачкового механизма в текущем времени. Оба фактора в данной задаче имеют ряд особенностей.

Будем считать, что профиль образующей кулачка определяется выражением

$$r(\vartheta) = \frac{1}{2} \Big[(R_1 + R_2 + (R_1 - R_2)\cos\frac{\vartheta}{2} \Big], \qquad (5)$$

где $0 \leq \vartheta \leq 2\pi$.

Согласно выражению (5) имеем: $r(0) = R_1$, $r(2\pi) = R_2$, $dr/d\vartheta = 0$ при $\vartheta = 2\pi$ и $\vartheta = 0$.

Пусть x_k — фиксированное расстояние от начала движущейся системы отсчета до толкателя. При движении толкателя по образующей кулачка: $x_m = x_k + r$. При отскоке из положения дальнего стояния метод нахождения кулачка относительно платформы описывается выражением

$$x_m(t) = x_0 + (x_k - R_2 - x_0) \cos\Omega t,$$
 (6)

где $\Omega = (\sigma/m)^{1/2}$, (σ — коэффициент жесткости пружины); x_0 — положение равновесия пружины



Рис. 2. Изменение расстояния x_m от кулачкового механизма до платформы в текущем времени при "нулевом" (штриховая линия) и конечном (сплошная линия) времени столкновения

(для определенности будем считать, что $x_0 = x_k - R_1$, чему соответствует максимальная скорость кулач-кового механизма в положении равновесия).

Из формул (5) и (6) следует, что столкновение (удар) кулачка с толкателем происходит через промежуток времени *t*' после начала отскока, зависящий только от массы кулачка, его частоты вращения и жесткости пружины:

$$\sin^2 \frac{\omega t'}{4} = \cos \Omega t'.$$

Типичное изменение расстояния x_m от кулачкового механизма до платформы в текущем времени показано на рис. 2 при $\Omega/\omega = 1/2$; $R_2/R_1 = 3$; (M + m)/m = 2. На первый взгляд может показаться, что такая модель "нулевого" времени столкновения является адекватной и позволяет сравнительно просто решить задачу: достаточно дважды продифференцировать эту зависимость по времени, подставить результат в уравнение (4) и решить его численно. Однако зависимость второй производной $d^2 x_m/dt^2$ от времени для данной модели (рис. 3) обнаруживает достаточно неприятную особенность: среднее значение внутренней силы md^2x_m/dt^2 должно быть равно нулю [3]. Внутренние силы, не удовлетворяющие такому условию, рассматривать абсолютно некорректно и бессмысленно. Модель "нулевого" времени столкновения, вообще говоря, противоречит закону сохранения импульса, и, следовательно, данному условию не удовлетворяет. Последнее означает, что для аппроксимации, например полиномом пятой степени, зависимости $x_m(t)$ в течение времени δt удара, достаточно потребовать на границах $t' - \delta t/2$ и $t' + \delta t/2$ равенства не только значений функции $x_m(t)$, но и ее производных (см. рис. 2 и 3). Возможны и другие модели описания столкновения. Главное пока только одно — среднее значение внутренней силы, вычисленное в пределах периода колебаний, должно равняться нулю.

Однако это не единственная помеха, затрудняющая решение задачи. Вторая проблема — описание силы трения. Модели сухого трения в данном случае недостаточно. При вибрационном перемещении возможна остановка тела, находящегося в контакте с внешней средой или поверхностью. В состоянии покоя сила, действующая на тело, полностью компенсируется силой трения покоя. Одно из описаний данного процесса [2] имеет вид:

$$F_f = -\frac{\{|v| - d\} + 1}{2} kN\{v\} - \frac{1 - \{|v| - d\}}{4} \times [(1 - \{|f| - kN\})f + (1 + \{|f| - kN\})kN\{f\}],$$

где {*y*} = sign(*y*), т. е. {*y*} = 1 при *y* > 0 и {*y*} = -1 при *y* < 0; *d* — параметр, имеющий размерность скорости (*v* = d*x*/d*t*) и выбираемый из условия сходимости результатов расчета; *f* — сила (в данном случае $f = -md^2x_m/dt^2$); *k* — эффективный коэффициент трения, зависящий от скорости; *N* — модуль реакции опоры.

Решение задачи может стать автомодельным, если ввести следующие независимые переменные и параметры:

$$\xi = \frac{x}{R_2 - R_1}; \quad \mu = \frac{m}{M + m}; \quad \kappa = \frac{kg}{\omega^2 (R_2 - R_1)};$$

где *g* — ускорение свободного падения.

Расчет (рис. 4) указывает на важное обстоятельство: изменяя такие параметры системы, как коэффициент трения, частота вращения и относительные размеры кулачка, можно изменить направле-



Рис. 3. Изменения внутренней силы модели при "нулевом" (штриховая линия) и конечном (сплошная линия) времени столкновения



Рис. 4. Примеры траекторий виброударного перемещения при $\mu = 1/2$; $\Omega/\omega = 1/2$; $R_1/R_2 = 3$, $\omega \delta t = \pi/10$ и $\kappa = 1/10$ и 1/100



Рис. 5. Зависимости средней скорости v виброударного перемещения от приведенного коэффициента к трения и относительной массы μ кулачкового механизма при $\Omega/\omega = 1/2$ и $\delta t = 0.05\pi/\omega$ (штриховые линии) и 0.01 π/ω (сплошные линии)

ние дрейфа платформы. Это требует подробного изучения. Судя по всему, при больших значениях приведенного коэффициента к трения платформа движется в положительном направлении оси *X* (см. рис. 1), при котором доминирующим фактором в создании асимметрии внутренней силы является столкновение кулачкового механизма с толкателем; при движении в обратном направлении заметную роль играет отскок.

Таким образом, получены основные данные для выявления особенностей такого необычного способа транспортирования, как виброударное перемещение. К сожалению, его средняя скорость *v* зависит от большого числа конструктивных и эксплуатационных параметров. Привести расчет средней скорости к единственной, пусть даже двухпараметрической, зависимости не удается: для построения одной автомодельной зависимости требуется подробное исследование влияния отношения частот Ω/ω и времени δt столкновения на среднюю скорость \overline{v} виброударного транспортирования и определение оптимальных режимов движения.

Основным результатом данной работы является следующее: не только величина скорости дрейфа, но и ее направление меняются при изменении приведенного коэффициента трения, — величины, зависящей в том числе и от относительных размеров кулачкового механизма, и от угловой скорости. Описанный метод учета процессов, сопровождающих столкновения двух или нескольких тел, на данном этапе сомнений не вызывает. Из рис. 5 следует, что при $R_2 - R_1 = 0,1$ м и частоте вращения кулачка $v = \omega/2\pi = 10$ Гц максимальная средняя скорость дрейфа может иметь значение около 1 м/с, что существенно.

Следует обратить внимание на сравнительно слабую зависимость средней скорости \bar{v} от времени δt столкновения. Это ожидаемый результат, поскольку высокочастотная мода колебаний определяется интегралом внутренней силы [7].

В заключение несколько замечаний по конкретной конструкции виброударного движителя. Расчет проведен без учета изменения реакции опоры. На самом деле при вращении кулачка в вертикальной плоскости (см. рис. 1) вес системы в процессе колебаний изменяется в основном от профиля образующей кулачкового механизма [см. формулу (5)]. Поэтому приведенный расчет, строго говоря, справедлив в случае вращения кулачка в горизонтальной плоскости. С другой стороны, есть все основания не учитывать изменение веса системы, если дрейф обусловлен только процессами удара или отскока. Вертикальная составляющая внутренней силы при этом не возникает. Заметное изменение веса системы может происходить только при движении толкателя по образующей кулачка.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Blekhman I. I.** Vibrational Mechanics. Singapore: World Scientific. 2000. 536 p.

2. Герасимов С. А. Механизм вибрационного перемещения по поверхности // Вестник машиностроения. 2005. № 5. С. 10—12.

3. **Герасимов С. А.** Вибрационный дрейф с квадратичным сопротивлением движению / Механика твердого тела. 2007. № 2. С. 22—27.

4. Герасимов С. А. Действующая модель вибрационного движителя // Вопросы прикладной физики. 2000. № 6. С. 117, 118.

5. **Gerasimov S. A.** Mechanism of Drive-Free Motion // New Energy Technologies. 2003. N 2. P. 4, 5.

6. Андронов А. А., Витт А. А., Хайкин С. Э. Теория колебаний. М.: Наука, 1981. 568 с.

7. Блехман И. И., Джанелидзе Г. Ю. Вибрационное перемещение. М.: Наука, 1964. 412 с.

С. М. АФОНИН, канд. техн. наук (МГИЭТ (ТУ)): тел.: 8 (499) 710-66-74

Импульсное управление пьезодвигателем нано- и микроперемещений

Исследованы корректирующие обратные связи по напряжению, току и перемещению в системах управления пьезодвигателем. Рассмотрена структура системы импульсного управления пьезодвигателем нано- и микроперемещений

Ключевые слова: пьезодвигатель нано- и микроперемещений, импульсное управление, система, корректирующие обратные связи.

Correcting stress back coupling, current back coupling and movement back coupling in control systems of a piezoengine were studied. The structural arrangement of pulse control system of piezoengine of nano- and micro-movements was considered.

Keywords: piezoengine of nano- and micro-movements, pulse control, system, correcting back couplings.

Пьезодвигатели (пьезоактюаторы) нано- и микроперемещений используются в нанотехнологическом, нанобиологическом, астрономическом оборудовании, а также в микроэлектронике. Пьезодвигатель (ПД) работает на основе пьезоэффекта: перемещение происходит в результате деформации пьезоэлемента при приложении внешнего электрического напряжения. Пьезодвигатель из пьезоэлектрической керамики на основе цирконата и титаната свинца обеспечивает диапазон перемещения от нанометров до микрометров с точностью до десятых долей нанометров. Увеличение диапазона перемещения привода до десятков микрометров достигается применением составного (многослойного) ПД [1—3].

При эксплуатации пьезопривода в нанотехнологии и микроэлектронике необходимо учитывать емкостный характер нагрузки при подключении ПД к схеме управления [4-8]. Для коррекции динамических характеристик пьезопривода целесообразно использовать пьезодатчик, чувствительный элемент которого конструктивно соединен с выходным валом ПД. Например, для улучшения качества работы системы автоматического управления сканирующего устройства с пьезоприводом при инерционной нагрузке можно применить корректирующую обратную связь по второй производной перемещения ПД, аналогичную обратной связи по второй производной угла поворота выходного вала в классическом электроприводе. В качестве корректирующего звена обратной связи используем пьезодатчик с чувствительным элементом в виде выходной пьезопластины или пьезопакета из электрически параллельно соединенных пьезопластин.

Введением отрицательной обратной связи по току, эквивалентной отрицательной обратной связи по скорости, получим демпфирование ПД в результате увеличения его коэффициента ξ_{m_c} затухания по скорости ПД:

$$\xi_{m_{\rm c}} = \xi_m + \frac{kk_{\rm c}}{2T_m},$$

где ξ_m , T_m — коэффициент затухания и постоянная времени ПД; k — коэффициент передачи ПД; k_c — коэффициент передачи по току.

При замыкании локальной отрицательной обратной связи при упругой нагрузке на ПД можно повысить его быстродействие, уменьшив эквивалентную постоянную T_{m_a} времени:

$$T_{m_e} = T_m \sqrt{\frac{1}{1+kk_e}},$$

где k_e — коэффициент передачи ПД при упругой нагрузке.

Используя пьезодатчик при инерционной нагрузке на ПД, получаем сигнал отрицательной обратной связи, пропорциональный ускорению, а следовательно, увеличивается постоянная T_{m_i} времени ПД:

$$T_{m_i} = T_m \sqrt{1 + \frac{kk_i}{T_m^2}},$$

где k_i — коэффициент передачи ПД при инерционной нагрузке.

Используя пьезодатчик при упругоинерционной нагрузке, получаем сигнал, равный сумме составляющих, одна из которых пропорциональна перемещению, а другая — ускорению. В этом случае появляется возможность регулирования постоянной времени $T_{m_{ei}}$ ПД при упругоинерционной нагрузке:

$$T_{m_{ei}} = T_m \sqrt{\frac{1 + kk_i/T_m^2}{1 + kk_e}}$$

Таким образом, применение пьезодатчика в системе автоматического управления пьезоприводом наноперемещений позволяет эффективно корректировать динамические характеристики ПД.

Рассмотрим обобщенную структуру системы импульсного управления ПД нано- и микроперемещений с использованием импульсных регуляторов



Рис. 1. Структурная схема системы импульсного управления пьезодвигателем нано- и микроперемещений



Рис. 2. Структурная схема системы импульсного управления пьезодвигателем с отрицательной обратной связью по напряжению

перемещения ПД, обеспечивающих обратные связи по напряжению, току, перемещению, скорости и ускорению (рис. 1).

В рассматриваемых системах и регуляторах задающий сигнал через устройство сравнения поступает на вход трехпозиционного релейного усилителя [8]. В зависимости от полярности задающего сигнала при превышении зоны нечувствительности релейного элемента включаются реле Р (рис. 2). При этом на вторые входы реле поступают тактирующие импульсы от генератора. Одно реле обеспечивает в соответствии с тактирующими импульсами от генератора включение высоковольтного ключа, который питает высоким напряжением от источника напряжения одну из диагоналей мостовой схемы; в другую диагональ включен ПД. Реле трехпозиционного релейного усилителя, которые соединены с управляющими входами ключевых элементов К, включенных в противоположные плечи моста, открывают в соответствии с тактирующими импульсами от генератора ключи в противоположных плечах моста, например тиристоры, оптроны, транзисторы, через которые заряжается емкость ПД, причем расширение или сжатие ПД происходит в зависимости от полярности задающего сигнала.

Полученные зависимости позволяют выбирать с учетом нагрузки необходимые корректирующие обратные связи в системе управления для получения требуемых характеристик ПД с импульсным регулированием его перемещения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Миронов В. Л.** Основы сканирующей зондовой микроскопии. М.: Техносфера, 2004. 144 с.

2. Афонин С. М. Пьезопреобразователи для приводов микроперемещений // Приборы и системы управления. 1998. № 2. С. 41, 42.

3. Афонин С. М. Решение матричных управлений в задачах электроупругости для многослойных двигателей нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2011. № 9. С. 20–25.

4. Афонин С. М. Расчет статических и динамических характеристик пьезодвигателя наноперемещений // Вестник машиностроения. 2009. № 4. С. 3—6.

5. Домаркас В. И., Кажис Р.-И. Ю. Контрольно-измерительные пьезоэлектрические преобразователи. Вильнюс: Минтис, 1975. 255 с.

6. Афонин С. М. Статические и динамические характеристики многослойного электромагнитоупругого преобразователя привода нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2009. № 10. С. 3—13.

7. **Физическая** акустика. Т. 1. Ч. А. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Под ред. У. Мэзона. М.: Мир, 1966. 592 с.

8. **Козаков Л. А.** Электромагнитные устройства РЭА: Справочник. М.: Радио и связь, 1991. 352 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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



И. Б. ШЕНДЕРОВ, д-р техн. наук (ОАО "Пермский научно-исследовательский технологический институт", г. Пермь), e-mail: ishenderov@pniti.ru

Расчет деформации осесимметричных деталей при повторно-переменном нагружении по модели Мазинга

На основании теории малых упругопластических деформаций и принципа Мазинга предложена феноменологическая модель для расчета повторных трехосных нагружений за пределом упругости материала. Показано применение модели для расчета напряженно-деформированного состояния толстостенных труб.

Ключевые слова: повторно-переменное нагружение, теория малых упругопластических деформаций, принцип Мазинга, автофретирование, радиальная ковка.

Based on the theory of small elastic-plastic deformations and Mazing concept the phenomenological model for repeated three-axis loading determination in material post elastic limit area was offered. Application of the model for stress-strain analysis of thick-walled tube was shown.

Keywords: repeated and variable loading, theory of small elastic-plastic deformations, Mazing concept, radially expanding procedure, radial blacksmithing.

Повышение удельных энергетических характеристик оборудования достигается в том числе использованием конструктивных элементов, работающих за пределом упругости. Высокие гидравлические давления в технологических и исследовательских установках приводят к формированию остаточных самоуравновешенных внутренних напряжений, влияющих на работоспособность и ресурс изделий, как это происходит при автофретировании толстостенных труб [1]. Пластическая деформация используется в технологических процессах обработки металлов давлением, в том числе при получении прецизионных заготовок. Для прогнозирования результатов этих процессов необходимо достаточно простое и адекватное описание изменения напряженно-деформированного состояния (НДС) при нагружении/разгрузке и повторном нагружении конструкции.

Для описания повторного одномерного нагружения материала широко используется феноменологическая модель — принцип Мазинга [2], статистическая природа которого показана в работах [3, 4]. В работе [5] В. В. Москвитиным предложено обобщение принципа Мазинга, приближающее свойства модели к характеристикам реальных материалов. В работе [6] экспериментально проверена возможность применения принципа Мазинга — Москвитина для построения обобщенных диаграмм пластического деформирования материалов при повторном нагружении в условиях сложного напряженного состояния, не совпадающего с первоначальным нагружением. Тем не менее, остаются проблемы с расчетом сложного НДС конструкций при повторно-переменном нагружении даже в основных практически важных приложениях.

В приложениях механики твердого тела наиболее распространенной является теория малых упругопластических деформаций, сформулированная А. А. Ильюшиным [7]. Соотношения этой теории для компонентов тензоров могут быть представлены в виде [8]:

$$\sigma_{ij} - \sigma_0 \delta_{ij} = 2/3 \sigma_{\mu} / \varepsilon_{\mu} (\varepsilon_{ij} - \varepsilon_0 \delta_{ij});$$

$$\sigma_{\mu} = 3 G \varepsilon_{\mu};$$

$$\sigma_0 = K \theta,$$
(1)

где $\sigma_{\rm u}$ и $\varepsilon_{\rm u}$ — интенсивности напряжений и деформаций; σ_0 — среднее напряжение, $3\sigma_0 = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$ ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — главные напряжения); *G* — модуль Гука; $\theta = 3\varepsilon_0 = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3$ — относительное изменение объема ($\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ — главные деформации); $K = E/[3(1 - 2\nu)]$ (*E* — модуль Юнга, ν — коэффициент Пуассона); δ_{ij} — символ Кронекера ($\delta_{ij} = 1$ при i = j и $\delta_{ij} = 0$ при $i \neq j$).

Введем в первое из уравнений (1) вместо $\varepsilon_{\rm u}$ и $\sigma_{\rm u}$ параметры ε и σ , с точностью до знака совпадающие с соответствующими интенсивностями и отражающие историю нагружения: деформация $\varepsilon = \varepsilon_{\rm u} {\rm sign} \varepsilon_{11}$ (ε_{11} — наибольшая по абсолютной величине главная деформация); напряжение σ определяется по деформации ε в соответствии с принципом Мазинга: $|\sigma| = \sigma_{\rm u}$. Тогда вместо первого из уравнений (1) получим:

$$\sigma_{ij} - \sigma_0 \delta_{ij} = 2/3\sigma/\epsilon(\epsilon_{ij} - \epsilon_0 \delta_{ij}). \tag{2}$$

При численных расчетах для циклически стабильного материала может быть использована следующая процедура: если t_1 , t_2 и t_3 — три последовательных момента времени t ($0 \le t_1 \le t_2 \le t_3$), то при $t = t_3$ выбирается один из следующих вариантов:

если $|\varepsilon(t_3)| \ge |\varepsilon(t)|$, $0 \le t \le t_3$, то $\sigma = \Phi(\varepsilon)$ и $\varepsilon_{\max} = |\varepsilon(t_3)|$;

если $\varepsilon(t_1) < \varepsilon(t_2) > \varepsilon(t_3)$, то $(\sigma_{sup} - \sigma)/2 = \Phi((\varepsilon_{sup} - \varepsilon)/2)$ и $\varepsilon_{sup} = \varepsilon(t_2)$;

если $-\varepsilon_{\max} < \varepsilon(t_3) < \varepsilon(t_2) < \varepsilon(t_1) \leq \varepsilon_{\sup}$, то $(\sigma_{\sup} - \sigma)/2 = \Phi((\varepsilon_{\sup} - \varepsilon)/2);$

если
$$\varepsilon(t_1) > \varepsilon(t_2) < \varepsilon(t_3)$$
, то $(\sigma - \sigma_{inf})/2 = \Phi((\varepsilon - \varepsilon_{inf})/2)$ и $\varepsilon_{inf} = \varepsilon(t_2)$;

если $\varepsilon(t_1) < \varepsilon(t_2) < \varepsilon(t_3) \leq \varepsilon_{\max}$, то $(\sigma - \sigma_{\inf})/2 = \Phi((\varepsilon - \varepsilon_{\inf})/2)$.

Здесь $\sigma = \Phi(\varepsilon)$ — диаграмма деформирования материала, дополненная ветвью для отрицательных значений деформаций и напряжений (т. е. полагаемая нечетной функцией); ε_{max} — наибольшая абсолютная деформация ε ко времени расчета очередного состояния системы; ε_{inf} , σ_{inf} и ε_{sup} , σ_{sup} — деформации и напряжения в поворотных точках [4] текущей ветви петли гистерезиса.

Уравнение (2) с указанным способом определения σ и ε для простого растяжения/сжатия ($\sigma_{11} \neq 0$) совпадает с известным соотношением принципа Мазинга.

В качестве функции $\sigma = \Phi(\varepsilon)$ может быть использовано формализованное описание реальной диаграммы деформирования материала при одноосном растяжении или схематизированная диаграмма. В проведенном расчете использовали трехточечную аппроксимацию диаграммы деформирования: задавали пределы упругости опш, текучести σ_{0.2} и прочности σ_в с соответствующими значениями деформации. Функцию $\sigma = \Phi(\varepsilon)$ представляли в виде суммы линейной (в пределах упругости) и экспоненциальных либо степенной составляющих, параметры которых выбирали так, чтобы функция $\Phi(\varepsilon)$ и ее первая производная были непрерывными, например: $\Phi(\varepsilon) = E\varepsilon$, если $E\varepsilon \leq \sigma_{\Pi I}$; $\Phi(\varepsilon) = \sigma_{\rm B} + A(\varepsilon - \delta) - BP^n \, \mathrm{u} \, P = (\delta - \varepsilon)/(\delta - \sigma_{\rm III}/E),$ если $E\varepsilon > \sigma_{\Pi II}$. Коэффициенты A и B и показатель *n* степени определяли при решении уравнений: $\Phi(\sigma_{\Pi II}/E) = \sigma_{\Pi II}; \ \Phi(\sigma_{0,2}/E + 0,002) = \sigma_{0,2};$ $d\Phi(\sigma_{\Pi\Pi}/E)/d\varepsilon = E.$

Задача, аналогичная модели (2), может быть сформулирована также для лучшего приближения к свойствам реальных материалов, например с учетом циклического разупрочнения материала или для материала с циклическим накоплением повреждений. Решение может быть получено как конечно-разностными методами, так и (в относительно простых случаях) численно-аналитическим путем.

Модель (2) деформирования материала использовали для расчета осесимметричного НДС при пропорциональном изотермическом нагружении повторном нагружении толстостенных труб со свободными торцами внутренним давлением и при имитации холодной радиальной ковки прецизионных цилиндров. Для упрощения расчет проводили для несжимаемого циклически стабильного материала и с учетом гипотезы плоских сечений.

В цилиндрической системе координат деформация несжимаемого материала определяется соотношениями $\varepsilon_t = -\varepsilon_z/2 + C/r^2$, $\varepsilon_r = -\varepsilon_z/2 - C/r^2$, где ε_t , ε_r , ε_z — окружная, радиальная и осевая деформации; $\varepsilon_t + \varepsilon_r + \varepsilon_z = 0$; *С* — константа; *r* — текущий радиус.

Из гипотезы плоских сечений для длинных труб следует, что осевая деформация ε_z — постоянна [1].

Уравнение равновесия элемента материала имеет вид:

$$r \mathrm{d}\sigma_r / \mathrm{d}r + \sigma_r - \sigma_t = 0, \qquad (3)$$

где σ_t , σ_r , σ_z — окружные, радиальные и осевые напряжения.

Граничные условия задачи имеют вид:

$$\sigma_r(r_{\rm BH}) = -p_{\rm BH}; \qquad (4)$$

$$\sigma_r(r_{\rm H}) = 0; \quad \int_{r_{\rm BH}}^{r_{\rm H}} r \sigma_z \mathrm{d}r = 0. \tag{5}$$

Здесь $r_{\rm BH}$ и $r_{\rm H}$ — радиусы внутренней и наружной поверхностей трубы; $p_{\rm BH}$ — внутреннее давление.

Из уравнений (2) \div (4) получаем уравнения, по которым для предварительно выбранных *C* и ε_{z} определяем напряжения:

$$\sigma_{r} = -p_{\rm BH} + 4/3C \int_{r_{\rm BH}}^{r_{\rm H}} \sigma/\epsilon dr/r^{3}$$

$$\sigma_{t} = \sigma_{r} + 2/3\sigma/\epsilon(\varepsilon_{t} - \varepsilon_{r});$$

$$\sigma_{z} = \sigma_{r} + 2/3\sigma/\epsilon(\varepsilon_{t} - \varepsilon_{r}).$$

Нужные значения C и ε_{z} находят поиском решения, удовлетворяющего условиям (5).

Расчет при малых пластических деформациях проводили для трубы с наружным диаметром 265 мм, внутренним — 65 мм. Механические характеристики материала — аналога стали 38ХНЗМФА (ГОСТ 4543—71) [9]: $\sigma_{\Pi \mu}$ = 785 МПа; $\sigma_{0,2}$ = 1080 МПа; σ_{B} = 1180 МПа; E = 204 ГПа; относительное удлинение δ = 10 %. Некоторые результаты расчета приведены в табл. 1, где σ_{H} и σ_{H} ост — наибольшие интенсивности напряжений при на-

Таблица 1 Расчет повторного (циклического) нагружения толстостенных труб гидростатическим внутренним давлением

Давле- ние,	Н	Іапряже	ния, МІ	Па	Дефо ция	$\Delta W,$		
МПа	σ_{\mup}	σ_{\muoct}	σ _{tp}	σ_{toct}	εир	$\Delta \epsilon_{\mathrm{M}}$	70	
490 590 685 785 885 980 1080 1180	887 990 1053 1090 1118 1140 1155 1166	1 87 208 345 471 621 716 794	533 553 528 473 408 335 255 169	$-1 \\ -101 \\ -241 \\ -398 \\ -544 \\ -717 \\ -827 \\ -916 \\ 002$	0,46 0,56 0,63 0,80 0,94 1,12 1,32 1,57	0,45 0,55 0,61 0,74 0,81 0,92 1,00 1,10	$\begin{array}{c} 0,0\\ 0,0\\ 0,0\\ 0,0\\ 0,0\\ 0,3\\ 0,7\\ 1,5\\ 2,6\end{array}$	
1275 1375 1470 1570 1670 1765	1172 1175 1177 1177 1177 1177	839 912 954 990 1021 1058	-17 -113 -211 -309 -407	-992 -1053 -1102 -1143 -1179 -1222	1,87 2,24 2,71 3,35 4,22 5,60	1,20 1,30 1,40 1,53 1,68 1,88	2,6 3,8 5,2 7,1 9,6 12,9	

гружении (рабочие) и после разгрузки (остаточные); $\sigma_{t p}$ и $\sigma_{t oct}$ — окружные напряжения на внутренней поверхности трубы при нагружении и после разгрузки; $\varepsilon_{u p}$ — наибольшая интенсивность деформаций при нагружении; $\Delta \varepsilon_{u}$ — наибольшее изменение интенсивности деформаций за один цикл нагружения; ΔW — относительная энергия, поглощаемая (рассеиваемая) в каждом цикле нагружения, в процентах от работы разрушения — полной площади диаграммы деформирования материала до разрушения (увеличение поглощения энергии приводит к снижению ресурса изделия).

В каждом повторном цикле нагружения одним и тем же давлением и разгрузки НДС трубы полностью повторяется.

Расчет при больших пластических деформациях проводили для имитации холодной радиальной ковки (радиального обжатия [10]) прецизионных труб. Моделировали изготовление прецизионных цилиндров ЦБ-44 скважинных штанговых насосов (ГОСТ Р 51896—2002). Исходная заготовка — предварительно обработанная труба 60×10 (ГОСТ 8732—78) из условного материала — аналога сталей 38Х2МЮА и 30ХМА (ГОСТ 8731—74) со следующими механическими характеристиками: $\sigma_{\Pi II} = 345$ МПа; $\sigma_{0,2} = 390$ МПа; $\sigma_{B} = 590$ МПа; E = 204 ГПа; $\delta = 20$ %. Локальное деформирование трубы на оправке (дорне) радиально-ковочной машины имитировалось нагружением наружной поверхности по схеме гидростатического обжатия.

Определяли номинальные значения геометрических параметров заготовки и механических свойств металла, оценивали устойчивость технологии к их изменению по случайной выборке 50 независимых сочетаний параметров, равномерно распределенных в интервалах: $\sigma_{0,2} = 345 \div 440$ МПа; $\sigma_{\rm B} = 440 \div 590$ МПа, наружный диаметр заготовки перед ковкой $d_{21} = 59,5 \div 60,5$ мм, диаметральный зазор между внутренней поверхностью заготовки и оправкой (дорном) радиально-ковочной машины $d_{11} - d_{12} = 0,1 \div 1,1$ мм. Необходимость изучения влияния рассеяния параметров на результат технологического процесса обусловлена высокими требованиями к точности изготовления:

по ГОСТ Р 51896—2002 внутренний диаметр цилиндра должен быть $44^{+0,05}$ мм.

Принимали, что ковка заготовок настроена по геометрическому параметру — до получения заданного наружного диаметра d_{22} . Значение $\sigma_{\Pi II}$ на результат расчета в указанных интервалах параметров не влияет, значения *E* и δ принимали постоянными. Для каждого сочетания параметров по формулам (2)÷(5) рассчитывали НДС цилиндра при радиальной ковке, включая разгрузку заготовки после ковки.

В результате анализа полученных расчетных данных выявлена статистическая зависимость: в рассмотренном интервале параметров внутренний диаметр прецизионного цилиндра

$$d_{13} = d_{12} - 0.011 + (0.028 - 0.00136\varepsilon_f)(d_{11} - d_{12}) + 0.00005\sigma_{0,2} + 0.000025\sigma_{B},$$
(6)

где d_{11} и d_{13} — внутренние диаметры заготовки до и после радиальной ковки, мм; d_{12} — диаметр оправки, мм; $\varepsilon_f = (1 - F_2/F_1)100$ — общая деформация, % (F_1 и F_2 — площади поперечного сечения заготовки до и после радиальной ковки).

Из формулы (6) определяют коэффициенты влияния отклонений диаметров d_{11} , d_{12} , d_{21} , d_{22} и отклонений характеристик $\sigma_{0,2}$ и $\sigma_{\rm B}$ от номинальных значений на результат технологического процесса — d_{13} .

Статистические характеристики результатов расчета, включая отклонения диаметра d_{13} от рассчитанного по корреляционной зависимости (6), приведены в табл. 2.

Расчетное НДС заготовки при радиальной ковке близко к плоскому напряженному состоянию. Несмотря на то что реальная радиальная ковка определяется не распределенной нагрузкой, а совокупностью локальных деформаций, полученные результаты не противоречат опытным данным. По уравнениям типа формулы (6) с учетом требований к точности изготовления цилиндров можно устанавливать технологические допуски на параметры заготовок.

Анализ показал, что предложенная модель позволяет достаточно хорошо организовать вычислитель-

Таблица 2

Статистическая характеристика	Механичесь материа	кие свойства ла, МПа	Диаметры заготовки, мм			Общая	Отклонение диаметра <i>d</i> ₁₃	
	_	$\sigma_{\rm B}$	исходной		кованой		мация,	от определен- ного по фор-
	σ _{0,2}		<i>d</i> ₂₁	<i>d</i> ₁₁	<i>d</i> ₂₂	<i>d</i> ₁₃	%	муле (6), мм
Наименьшее значение Наибольшее значение Среднее значение Среднее квадратическое отклонение от среднего значения	343 440 391 25,3	443 685 571 64,6	58,506 60,992 59,859 0,770	44,125 45,062 44,604 0,287	56,586 59,333 58,001 0,821	44,024 44,044 44,032 0,0058	5,6 14,9 10,4 2,8	$-0,003 \\ 0,003 \\ 0 \\ 0,0014$

Статистическое моделирование радиальной ковки прецизионных цилиндров скважинных штанговых насосов

В. А. БУЗАНОВСКИЙ, д-р техн. наук (ОАО НПО "Химавтоматика", г. Москва), e-mail: vab1960@rambler.ru

Направления развития газовых наносенсоров. Получение и свойства углеродных нанотрубок

Рассмотрены способы получения, физические и химические свойства однослойных углеродных нанотрубок и их пучков, а также многослойных углеродных нанотрубок. Показана целесообразность применения углеродных наноматериалов при создании газовых наносенсоров.

Ключевые слова: газовый наносенсор, однослойная и многослойная углеродные нанотрубки.

Processes of manufacturing single-layer carbon nanotubes and multi-layer carbon nanotubes, and also their physical and chemical features were considered. Feasibility of usage of nanomaterials for production of nanosensors was shown.

Keywords: fiery nanosensor, single-layer and multi-layer carbon nanotubes.

Газовый наносенсор — устройство для измерения концентрации химического соединения в газообразной среде, чувствительный элемент которого изготовлен с применением нанотехнологии. В соответствии с материалом, являющимся основой для изготовления чувствительного элемента, газовые наносенсоры делят на четыре группы: металлоксидные, кремниевые, металлические и углеродные. Чувствительные элементы наносенсоров последней группы довольно часто выполняют на основе углеродных нанотрубок, что обусловлено уникальными свойствами этих наноматериалов [1—3].

Рассмотрим виды, способы получения, а также структурные, физические и химические характеристики углеродных нанотрубок.

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

ный процесс с получением результатов, не противоречащих известным практическим данным. Возможно ее усложнение с целью улучшения описания реальных свойств конструкционных материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Расчеты на прочность в машиностроении / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев и др. Т. II. Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. Расчеты на ползучесть. М.: Машгиз, 1958. 974 с.

 Masing G. Wissenschaftliche Veroffentlichungen aus dem Siemens-Konzern. 1924. V. 3. P. 231; 1926. V. 5. P. 135
 Афанасьев H. H. Статистическая теория усталост-

ной прочности металлов. Киев: АН УССР, 1953. 128 с.

4. Гохфельд Д. А., Садаков О. С. Пластичность и ползучесть элементов конструкций при повторных на-гружениях. М.: Машиностроение, 1984. 226 с.

Углеродными нанотрубками называют структуры, образованные одной или несколькими графеновыми плоскостями, которые без шва свернуты в цилиндры. В зависимости от числа таких плоскостей углеродные нанотрубки подразделяют на одно- и многослойные. Однослойные нанотрубки имеют диаметр от долей до нескольких десятков нанометров и длину от нанометра до нескольких сантиметров. Многослойные углеродные нанотрубки состоят из нескольких однослойных, вложенных друг в друга с зазором около 0,34 нм. Принято считать, что многослойные нанотрубки были открыты в 1991 г., однослойные — в 1993 г. [2, 3]. Из существующих способов получения углеродных нанотрубок обычно выделяют четыре основных: термическое распыление графитового электрода в дуговом разряде, лазерное испарение графита, химическое осаждение паров, разложение оксида углерода.

Изначально нанотрубки получали термическим распылением графитового электрода в дуговом разряде в камере, заполненной гелием под давлением около 500 мм рт. ст. При горении плазмы графитовый анод интенсивно испаряется и на торцевой поверхности катода (также из графита) образуется осадок, в котором формируются углеродные нанотрубки. Наибольшее число углеродных нанотрубок получается при плотности электрического тока плазмы около 100 A/cm^2 . При напряжении между электродами 15÷25 В и расстоянии между ними 1÷2 мм на катоде осаждается около 90 % испарив-

5. Москвитин В. В. Пластичность при переменных напряжениях. М.: МГУ, 1965. 263 с.

6. Ковальчук Б. І., Зубко Н. Е. Побудова узагальнених діаграм пластичного деформування матеріалів за складного напруженого стану // Вестник НТУУ "Киевский политехнический институт". Машиностроение. Киев: ВИПОЛ, 2009. Вып. 56. С. 193—201.

7. **Ильюшин А. А.** Пластичность. М.: Гостехиздат, 1948. 376 с.

8. **Москвитин В. В.** Сопротивление вязкоупругих материалов (применительно к зарядам ракетных двигателей на твердом топливе). М.: Наука, 1972. 328 с.

9. Марочник сталей и сплавов / М. М. Колосков, Е. Т. Долбенко, Ю. В. Каширский и др.; Под общ. ред. А. С. Зубченко. М.: Машиностроение, 2001. 672 с.

10. Мансуров И. З., Подрабинник И. М. Специальные кузнечно-прессовые машины и автоматизированные комплексы кузнечно-штамповочного производства: Справочник. М.: Машиностроение, 1990. 344 с.

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 11

шейся массы анода, а образующиеся углеродные нанотрубки являются преимущественно многослойными [2].

Для получения однослойных углеродных нанотрубок необходимо применение катализаторов.

Способ лазерного испарения графита осуществляется в высокотемпературном (3000÷4000 °С) реакторе при пульсирующем излучении лазера в присутствии инертного газа и катализатора. Затем графит осаждается на охлаждаемой поверхности, формируя углеродные нанотрубки. Для максимального (до 70 %) получения в образующемся осадке однослойных нанотрубок в качестве катализатора применяют смесь наночастиц кобальта и никеля. Диаметр формируемых нанотрубок зависит от температуры в реакторе, поэтому для получения однослойных углеродных нанотрубок близкого размера необходимо ее стабилизировать [2].

Способ химического осаждения паров основан на образовании углеродных нанотрубок на поверхности, нагретой до температуры 550÷1000 °С и покрытой наночастицами катализатора, при взаимодействии углеродсодержащего и технологического газов. Обычно углеродсодержащим газом являются метан, ацетилен или этилен. В качестве технологического газа используют аммиак, азот или водород. Катализаторами служат наночастицы никеля, кобальта, железа или их комбинации. Диаметр формируемых углеродных нанотрубок зависит от размеров этих наночастиц, которые тщательно контролируют при их нанесении. Образующиеся углеродные нанотрубки являются случайно ориентированными, однако при подборе условий проведения процесса они формируют плотный массив, имеющий вертикальное направление. В модификации данного способа с применением плазмы рост углеродных нанотрубок происходит в направлении приложенного электрического поля [2, 4].

Способ разложения оксида углерода основан на введении в его поток химического соединения $Fe(CO)_5$, которое, с одной стороны, выступает в качестве катализатора химической реакции $2CO \rightarrow C + CO_2$, а с другой — является центром формирования однослойных углеродных нанотрубок. Химическая реакция проходит при высоких давлении и температуре, средний диаметр образующихся нанотрубок соответствует 1,1 нм.

Углеродные нанотрубки, полученные рассмотренными способами, характеризуются наличием металлических и (или) углеродистых примесей. Углеродистые примеси являются побочными продуктами технологических процессов, а металлические — следствием использования катализаторов.

Очистку от углеродистых примесей проводят путем газо- или жидкофазного окисления. Газофазное окисление выполняют на воздухе при температуре не более 750 °С (иначе начинается разло-



Рис. 1. Схема, поясняющая классификацию однослойных нанотрубок

жение углеродных нанотрубок). При жидкофазном окислении применяют растворы азотной или серной кислоты или их смеси. Металлические примеси удаляют, нагревая нанотрубки до температуры испарения примесей. После перечисленных операций чистота углеродных нанотрубок может достигать 99,6 % [2].

Предложена также *модификация способа химического осаждения паров*, исключающая очистку нанотрубок от примесей. В этом случае в технологический реактор дополнительно вводится вода, в результате чего повышается активность катализатора и сокращается время роста нанотрубок. Например, для формирования однослойных нанотрубок длиной 2,5 мм требуется всего 10 мин. Более того, углеродные нанотрубки легко отделяются от наночастиц катализатора, что обеспечивает их чистоту не менее 99,98 %.

Однослойные нанотрубки классифицируются в соответствии со структурной характеристикой, называемой хиральностью. Этот показатель — направление вектора R, в котором свернута графеновая плоскость углеродной нанотрубки, определяемое координатами n и m, связывающими вектор Rс векторами r_1 и r_2 кристаллической решетки графена (рис. 1): $R = nr_1 + mr_2$.

В зависимости от значений этих координат среди однослойных углеродных нанотрубок выделяют "зигзагообразные" (n = 0 или m = 0) и с конфигурацией "кресло" (n = m). Все остальные виды однослойных нанотрубок называют "хиральными" [2].

Длина вектора R равна длине окружности цилиндра, образующего однослойную нанотрубку, и, следовательно, диаметр D нанотрубки связан с координатами n и m соотношением:

$$D = r(n^2 + nm + m^2)^{0,5/\pi},$$
 (1)

где *г* — длина векторов *r*₁ и *r*₂ кристаллической решетки графена.

С учетом того, что для графена с радиусом $r \approx 0,246$ нм, выражение (1) приобретает вид:

$$D \approx 0.078(n^2 + nm + m^2)^{0.5}.$$
 (2)

Согласно уравнению (2) минимальный диаметр (около 0,078 нм) имеют однослойные "зигзагообразные" нанотрубки с координатами (1, 0) или (0, 1).

Углеродные нанотрубки обладают высокими механическими характеристиками. Причина этого — ковалентные связи sp^2 между четырьмя соседними углеродными атомами графеновой плоскости. Экспериментально установлено, что предел прочности многослойной нанотрубки может соответствовать 11÷150 ГПа, а модуль Юнга — 270÷950 ГПа. При растяжении нанотрубок их упругая деформация, начиная приблизительно с 5 %, переходит в пластическую, которая по мере развития заканчивается разрывом нанотрубок. В то же время углеродные нанотрубки практически не устойчивы к сжимающему воздействию, которое из-за их полого строения и большого отношения длины к диаметру обычно сопровождается скручиванием и изгибом нанотрубок. В табл. 1 представлены результаты экспериментальных и теоретических [5] изучений механических характеристик одно- и многослойных углеродных нанотрубок.

Особенности строения графена обусловливают и высокую теплопроводность нанотрубок. В частности, экспериментальные исследования показали, что однослойная нанотрубка диаметром 1,7 нм и длиной 2,6 мкм при нормальной температуре обладает теплопроводностью около 3,5 кВт/(м·K), а теплопроводность многослойной при этой же температуре превышает 3 кВт/(м·K).

Структура нанотрубок существенно влияет на их оптические свойства. Так, спектры поглощения однослойных нанотрубок в диапазоне $0,2\div200$ мкм характеризуются наличием узких пиков, соответствующих координатам *n* и *m*. Кроме того, фотолюминесценция также зависит от этих координат:

Углеродная нанотрубка	Модуль Юнга, ГПа	Предел прочно- сти, ГПа	Удлинение до разры- ва, %				
Однослойная	~1000	13÷53 ^(Э)	16				
Однослойная с кон- фигурацией «кресло»	940 ^(T)	126,2 ^(T)	23,1				
Однослойная «зигзагообразная»	940 ^(T)	94,5 ^(T)	15,6÷17,5				
Однослойная «хиральная»	920	—	—				
Многослойная	$270 \div 950^{(\Im)}$	11÷150 ^(Э)	—				
Примечание. Э и Т — экспериментальные и теоре- тические результаты.							

Таблица 1

отсутствует в однослойных "зигзагообразных" нанотрубках и с конфигурацией "кресло" и практически не наблюдается в многослойных нанотрубках [6—8]. Структура нанотрубок определяет и их электрические характеристики. Например, если для координат *n* и *m* выполняется условие (n - m)/3 = Z(целое число: ..., -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, ...), то однослойная нанотрубка обладает электрическими свойствами металлического проводника, если нет свойствами полупроводника. Электрические свойства многослойной нанотрубки формируются электрическими свойствами однослойных нанотрубок, входящих в ее состав.

Наличие дефектов в кристаллической решетке графена меняет характеристики углеродных нанотрубок. Такие дефекты, как отсутствие атомов углерода, снижают предел прочности нанотрубки, а дефекты, обусловленные трансформацией четырех гексагональных структур графена в две пентагональные и две гептагональные, понижают ее теплопроводность и электрическую проводимость. Помимо этого дефекты, связанные с трансформацией гексагональной структуры, в однослойных нанотрубках с конфигурацией "кресло" могут менять электрические свойства металлического проводника на свойства полупроводника.

Характеристики углеродных нанотрубок изменяются и при контакте с окружающей средой, причиной чего является адсорбция на их поверхности молекул химических соединений. Теоретические исследования адсорбционных процессов обычно состоят в оценке расстояния и энергии связи между адсорбируемой молекулой и нанотрубкой, а также электрического заряда, переносимого между ними. В частности, методом математического моделирования исследована адсорбция молекул диоксида азота однослойной "зигзагообразной" нанотрубкой с координатами (10, 0). Установлено, что в данном случае энергия связи между атомами нанотрубки и молекулами диоксида азота соответствует 0,3 эВ. Перенос заряда (электронов) должен проходить от атомов нанотрубки к молекулам диоксида азота и приводить к увеличению числа дырок в нанотрубке, а также к снижению ее электрического сопротивления [9].

Теоретически рассмотрена адсорбция молекул кислорода на поверхности однослойной нанотрубки с электрическими свойствами полупроводника. Определена энергия связи (0,25 эВ) между этими молекулами и атомами нанотрубки. Показано, что перенос заряда (электронов) также должен проходить от атомов нанотрубки к молекулам кислорода, вызывая рост числа дырок в нанотрубке и уменьшение ее электрического сопротивления [10].

Исследована адсорбция молекул диоксида азота, кислорода, паров воды, аммиака, метана, диоксида углерода, водорода, азота и аргона однослойной нанотрубкой, имеющей конфигурацию "кресло" с координатами (5, 5), а также "зигзагообразными" нанотрубками с координатами (10, 0) и (17, 0). Результаты расчетов расстояния d, энергии E связи и переносимого электрического заряда Q между адсорбируемыми молекулами и нанотрубками приведены в табл. 2 [11].

Согласно полученным данным молекулы диоксида азота и кислорода забирают электроны (Q < 0) при контакте как с однослойной нанотрубкой с конфигурацией "кресло" (5, 5) со свойствами металлического проводника, так и с "зигзагообразными" нанотрубками (10, 0) и (17, 0) со свойствами полупроводника. В результате этого электрическое сопротивление нанотрубки с конфигурацией "кресло" должно повыситься, а электрическое сопротивления "зигзагообразных" нанотрубок — снизиться.

В отличие от диоксида азота и кислорода молекулы аммиака, метана, диоксида углерода, водорода, азота и аргона передают электроны (Q > 0) при контакте со всеми указанными нанотрубками. Перенос заряда должен вызывать уменьшение электрического сопротивления однослойной нанотрубки с конфигурацией "кресло" (5, 5) и увеличение электрического сопротивления "зигзагообразных" нанотрубок (10, 0) и (17, 0).

Особое поведение наблюдается у молекул паров воды, которые забирают электроны (Q < 0) при контакте с однослойной нанотрубкой с конфигурацией "кресло" и передают их (Q > 0) при контакте с "зигзагообразными" нанотрубками. Следствие этого — рост электрического сопротивления каждой из углеродных нанотрубок.

Молекулы диоксида азота и кислорода характеризуются энергией связи $E = 0,306 \div 0,797$ эВ со всеми рассмотренными однослойными углеродными нанотрубками, которая в несколько раз превышает энергию связи остальных молекул. Это говорит о том, что адсорбция молекул диоксида азота и кислорода на поверхности нанотрубок, по-видимому, осуществляется путем хемосорбции, в то время



Рис. 2. Схема пучка однослойных углеродных нанотрубок

как адсорбция молекул аммиака, метана, диоксида углерода, водорода, азота и аргона — посредством физической сорбции.

Вместе с тем каких-либо закономерностей между расстоянием d, энергией E связи, переносимым электрическим зарядом Q и диаметром D нанотрубок данные табл. 2 не отражают. Более того, сравнив энергию связи (0,797 эВ, см. табл. 2) между молекулой диоксида азота и однослойной "зигзагообразной" нанотрубкой (10, 0) и соответствующее значение 0,3 эВ энергии связи из работы [9], видим их довольно существенное различие.

Также теоретически исследовали адсорбцию молекул химических соединений пучком соприкасающихся однослойных нанотрубок. В данном случае адсорбция может проходить в четырех местах (рис. 2): на внешней поверхности *1* углеродной нанотрубки; во внутреннем канале *2*; в углублении *3*, образованном двумя соседними нанотрубками; в

Таблица 2

Покоратели				Молекулы	химических	соединений			
Показатель	NO ₂	O ₂	H ₂ O	NH ₃	CH ₄	CO ₂	H ₂	N ₂	Ar
Однослойная нанотрубка с конфигурацией «кресло» (5, 5) <i>D</i> ≈ 0,675 нм									
<i>d</i> , нм	0,216	0,246	0,268	0,299	0,333	0,354	0,319	0,323	0,358
<i>Е</i> , эВ	0,427	0,306	0,128	0,162	0,122	0,109	0,084	0,123	0,082
<i>Q</i> , Кл · 10 ²⁰	-1,136	-2,272	-0,528	0,528	0,352	0,224	0,256	0,176	0,176
	Однослойная «зигзагообразная» нанотрубка (10, 0) $D \approx 0.78$ нм								
<i>d</i> , нм	0,193	0,232	0,269	0,299	0,317	0,320	0,281	0,323	0,332
Е, эВ	0,797	0,509	0,143	0,149	0,190	0,097	0,113	0,164	0,057
<i>Q</i> , Кл · 10 ²⁰	-0,976	-2,048	0,560	0,496	0,432	0,256	0,224	0,128	0,160
Однослойная «зигзагообразная» нанотрубка (17, 0) <i>D</i> ≈ 1,326 нм									
<i>d</i> , нм	0,207	0,250	0,269	0,300	0,319	0,323	0,255	0,313	0,334
Е, эВ	0,687	0,487	0,127	0,133	0,072	0,089	0,049	0,157	0,082
<i>Q</i> , Кл · 10 ²⁰	-1,424	-1,536	0,528	0,432	0,400	0,240	0,192	0,096	0,160

канале 4, сформированном тремя соседними нанотрубками. Рассчитаны значения $E_1 \div E_4$ энергии связи (табл. 3) между молекулами водорода и атомами нанотрубок в указанных местах адсорбции и установлена следующая закономерность [11, 12]: $E_1 < E_2 < E_3 < E_4$.

Экспериментально подтверждено, что адсорбция молекул химических соединений обусловливает изменение электрических характеристик однослойных нанотрубок [2]. Обнаружено, например, обратимое изменение электрического сопротивления однослойных нанотрубок при их попеременном нахождении в вакууме и воздухе. При контакте нанотрубок с воздухом их электрическое сопротивление снижается на 11 %, а в вакууме электрическое сопротивление на столько же увеличивается. Экспериментальные данные соответствуют теоретическим результатам исследований [11] при условии, что однослойные нанотрубки имели электрические свойства металлического проводника.

Исследовали также изменение электрического сопротивления однослойных нанотрубок при отводе воздуха и последующем подводе (отводе) азота или гелия. В отличие от предыдущего случая отвод воздуха сопровождался не повышением, а снижением сопротивления нанотрубок. Воздействие азота (после вакуума) приводило к увеличению электрического сопротивления нанотрубок и повышению их температуры на 1,5 К. При отводе азота электрическое сопротивление и температура возвращались к первоначальным значениям. Аналогичным был и характер воздействия гелия: при его подводе (после вакуума) электрическое сопротивление нанотрубок увеличивалось, а температура повышалась на 2 К, после отвода возвращались первоначальные значения электрического сопротивления и температуры. Экспериментальные данные совпадают с теоретическими результатами адсорбции молекул кислорода [10, 11] и азота [11] на поверхности однослойных нанотрубок при условии, что нанотрубки имели электрические свойства полупроводника.

При контакте с диоксидом азота наблюдалось снижение электрического сопротивления нанотру-

Место адсорбции	Энергия связи, эВ, согласно работе			
	[11]	[12]		
Внешняя поверхность однослойной нанотрубки	0,094	0,049		
Внутренний канал однослойной на- нотрубки	0,111	0,062		
Углубление, образованное двумя со- седними однослойными нанотрубками	0,114	0,089		
Канал, сформированный тремя сосед- ними однослойными нанотрубками	0,174	0,119		

Таблица З

бок, а при контакте с аммиаком — его увеличение. Экспериментальные данные согласуются с теоретическими результатами [9, 11].

Контакт углеродных нанотрубок со смесью паров метилового спирта сопровождался ростом их электрического сопротивления на 65 %, этилового — на 55 %, пропилового, изопропилового, н-бутилового или трет-бутилового — на 90 %, н-амилового — на 45 %, а н-октилового — на 10 %. Экспериментальные данные подтверждают теоретические результаты [11] в отношении азота.

При взаимодействии нанотрубок и паров воды обнаружена нетипичная тенденция изменения электрического сопротивления от концентрации этих паров в воздухе: оно может как уменьшаться, так и увеличиваться. Экспериментальные данные соответствуют теоретическим результатам адсорбции молекул кислорода [10, 11], а также азота и паров воды [11] при условии, что однослойные нанотрубки имели электрические свойства полупроводника.

Экспериментально исследовано влияние адсорбции молекул химических соединений на электрическое сопротивление и для пучка однослойных нанотрубок [2]. Так, при контакте пучка однослойных нанотрубок с парами метилового, этилового, изопропилового, н-бутилового спирта и воды установлено, что пары метилового спирта вызывали рост электрического сопротивления на 8 %, этилового — на 7 %, изопропилового — на 6 %, н-бутилового — на 5 %, а воды — на 4 %. Экспериментальные данные совпадают с теоретическими результатами [11] в отношении паров воды.

Кроме того, экспериментально исследовано воздействие молекул химических соединений на электрическое сопротивление многослойных углеродных нанотрубок [2].

При изучении контакта многослойных нанотрубок с диоксидом азота, аммиаком, оксидом углерода, парами этилового спирта и воды установлено, что диоксид азота вызывает уменьшение, а аммиак, пары этилового спирта и воды — увеличение электрического сопротивления, тогда как оксид углерода не оказывал никакого влияния. Экспериментальные данные согласуются с теоретическими результатами [9, 11] в отношении диоксида азота, аммиака и паров воды при условии, что однослойные нанотрубки, составлявшие многослойные нанотрубки, имели электрические свойства полупроводника.

При взаимодействии многослойных углеродных нанотрубок с аммиаком, парами воды, оксидом и диоксидом углерода обнаружено повышение электрического сопротивления нанотрубок. Экспериментальные данные также подтверждают теоретические результаты [11] для аммиака, паров воды и диоксида углерода при условии, что однослойные нанотрубки, входившие в состав многослойных нанотрубок, имели электрические свойства полупроводника.

При переменном контакте многослойных нанотрубок с азотом и вакуумом установлено, что замена вакуума на азот приводит к воспроизводимому увеличению, а замена азота на вакуум — уменьшению электрического сопротивления нанотрубок. Экспериментальные данные также соответствуют теоретическим результатам [11] в отношении азота при условии, что однослойные нанотрубки, составлявшие многослойные нанотрубки, имели электрические свойства полупроводника.

Анализ представленной информации показал, что, несмотря на сравнительно недавнее открытие углеродных нанотрубок, технологические вопросы их массового производства являются отработанными. Существуют разные способы изготовления указанных наноматериалов, которые с целью снижения их себестоимости и повышения качества выпускаемых нанотрубок постоянно развиваются и совершенствуются. Наиболее распространено получение нанотрубок химическим осаждением паров. Более того, модификации данного способа позволяют создавать углеродные нанотрубки, не нуждающиеся в последующей очистке.

Однако стоимость углеродных нанотрубок на первый взгляд может показаться довольно высокой. Так, в зависимости от диаметра, длины, однородности состава и количества примесей цена 1 г нанотрубок может составлять 1,5÷15 тыс. руб. Но так как для изготовления газового наносенсора требуется всего несколько миллиграммов углеродных нанотрубок, их стоимость в себестоимости измерительного устройства может быть оценена несколькими десятками рублей.

Вместе с тем благодаря описанным выше физическим и химическим свойствам применение углеродных нанотрубок при создании средств аналитической техники открывает новые перспективы. Эти нанотрубки реагируют на довольно большое число химических соединений в газообразной среде, в частности, на азот, кислород, гелий, аммиак, диоксид азота и углерода, пары метилового, этилового, пропилового, н-бутилового, н-амилового и н-октилового спирта. Ряд химических соединений, например диоксид азота и кислород, при контакте с нанотрубками отбирают электроны, а другие, в том числе аммиак и азот, передают их. При этом взаимодействие со всеми перечисленными химическими соединениями сопровождается изменением электрического сопротивления нанотрубок, что имеет практическое применение.

Однако существует и довольно противоречивая информация, например о возможности определения с помощью углеродных нанотрубок оксида углерода. Не совсем понятно, каким образом обратимое изменение электрического сопротивления нанотрубок при контакте с азотом и гелием приводит к обратимым изменениям их температуры и почему имеющиеся теоретические представления не отражают закономерностей в расстоянии и энергии связи между адсорбируемой молекулой и углеродной нанотрубкой, а также в величине переносимого электрического заряда. Но независимо от неполноты понимания механизма взаимодействия углеродных нанотрубок с газообразной средой их широкие аналитические возможности, доступность использования, низкая себестоимость, небольшие масса и габаритные размеры обусловливают целесообразность рассмотрения одно- и многослойных углеродных нанотрубок в качестве перспективной основы для создания газовых наносенсоров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Di Francia G., Alfano B., La Ferrara V. Conductometric gas nanosensors // Journal of Sensors. 2009. Article ID 659275.

2. Wang Y., Yeow J. T. W. A review of carbon nanotubes-based gas sensors // Journal of Sensors. 2009. Article ID 493904.

3. **Zhang W.-D., Zhang W.-H.** Carbon nanotubes as active components for gas sensors // Journal of Sensors. 2009. Article ID 160698.

4. **Synthesis-condition** dependence of carbon nanotube growth by alcohol catalytic chemical vapor deposition method / N. Inami, M. A. Mohamed, E. Shikoh, et al. // Science and Technology of Advanced Materials. 2007. V. 8. N 4. P. 292–295.

5. **Meo M., Rossi M.** Prediction of Young's modulus of single wall carbon nanotubes by molecular-mechanics based finite element modelling // Composites Science and Technology. 2006. V. 66. N 11–12. P. 1597–1605.

6. **A black** body absorber from vertically aligned singlewalled carbon nanotubes / K. Mizuno, J. Ishii, H. Kishida, et al. // Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America. 2009. V. 106. P. 6044–6077.

7. **Optical** characterization of double-wall carbon nanotubes: evidence for inner tube shielding / K. Iakoubovskii, N. Minami, T. Ueno, et al. // Journal of Physical Chemistry. 2008. V. 112. N 30. P. 11194–11198.

8. **Phonon** transmission through defects in carbon nanotubes from first principles / N. Mingo, D. A. Stewart, D. A. Broido, et al. // Physical Review B. 2008. V. 77. N 3. P. 3418–3421.

9. Peng S., Cho K. Chemical control of nanotube electronics // Nanotechnology. 2000. V. 11. N 2. P. 57–60.

10. Jhi S.-H., Louie S. G., Cohen M. L. Electronic properties of oxidized carbon nanotubes // Physical Review Letters. 2000. V. 85. N 8. P. 1710–1713.

11. **Gas** molecule adsorption in carbon nanotubes and nanotube bundles / J. Zhao, A. Buldum, J. Han, et al. // Nanotechnology. 2002. V. 13. N. 2. P. 195–200.

12. Williams K. A., Eklund P. C. Monte Carlo simulations of H_2 physisorption in finite-diameter carbon nanotube ropes // Chemical Physics Letters. 2000. V. 320. N 3–4. P. 352–358.

Ю. Е. КИЧКАРЬ, И. Ю. КИЧКАРЬ, кандидаты технических наук (Кубанский ГТУ, г. Краснодар), e-mail: kichkar@ya.ru

Моделирование работы бурового вибросита

Определены параметры движения бурового вибросита, включая периоды разгона и остановки. **Ключевые слова:** вибросито, моделирование.

Performance of chisel shaker screen movement including speedup and detention periods were determined. **Keywords:** shaker screen, modeling.

Данная статья является продолжением моделирования работы бурового вибросита [1], в которой дается математическая модель, позволяющая определить характеристики плоского движения бурового вибросита при пуске, работе и останове. Численные характеристики привода бурового вибросита взяты из работы [2] для единственного серийно выпускаемого отечественного вибратора требуемой мощности и степени взрывозащиты. Модель может быть применена для определения оптимальных траекторий вибросита при просеивании буровых растворов [3]. Численное моделирование осуществляли с помощью приложения Simulink 4 в системе MatLab [4].

Расчетная схема вибросита приведена на рис. 1. В отечественных серийных буровых виброситах используют два дебалансных вибровозбудителя (ДБВ). Математическая модель состоит из пяти уравнений [5]: два — движения центра тяжести бурового вибросита по осям *X* и *Y*; одно — вращение бурового вибросита вокруг собственного центра тяжести; два — вращения двух ДБВ.

Рассмотрим уравнения вращения ДБВ. В уравнениях принято: индекс i = 1, 2 — соответственно первый и второй ДБВ и направление вращения — по часовой стрелке (—) и против — (+). Параметры вибросита взяты из работы [6].

Начало неподвижной системы координат *XY* совпадает с положением центра *C* тяжести вибросита в покое (см. рис. 1, *a*). При колебаниях вибросито поворачивается вокруг своего центра тяжести на угол φ , а его центр тяжести смещается в точку *C*₁ (см. рис. 1, *б*) с координатами *x* и *y*.

Уравнение движения ДБВ

$$(J_i + m\varepsilon_i)\ddot{\varphi}_i = m\varepsilon_i[\ddot{x}\sin\varphi_i - \ddot{y}\cos\varphi_i + r_i(\dot{\varphi}_i\dot{\varphi}\sin(\varphi_i - \varphi - \delta_i) - \ddot{\varphi}\cos(\varphi_i - \varphi - \delta_i)) - g\cos(\varphi_i + \delta_i)] + M_i - M_{ci}, \qquad (1)$$

где $J_i = 6,41 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — моменты инерции роторов ДБВ; φ_i — углы поворота роторов ДБВ вокруг их центров тяжести, рад; $m\varepsilon_i = 1,5 \text{ кг} \cdot \text{м}$ — статический момент массы дебаланса; $r_i = 0,7 \text{ м}$ — ради-

ус-векторы между центром тяжести рамы вибросита и центром вращения ДБВ; $\delta_1 = 0,52$ рад и $\delta_2 = 1,05$ рад — углы наклона радиус-векторов r_i к оси X; g = 9,8 м/с² — ускорение свободного падения; M_i и M_{ci} — соответственно электромагнитный момент привода и момент сопротивления вращению ротора ДБВ, Н · м.

Момент сопротивления вращению ротора определим по формуле

$$M_{\rm ci} = \frac{1}{2} f_i D_{\rm II} m \varepsilon_i \dot{\phi}_i^2 \,, \tag{2}$$

где $f_i = 0,001$ — коэффициент трения подшипника; $D_{\Pi} = 0,064$ м — внутренний диаметр подшипников ДБВ.



Рис. 1. Схемы для расчета параметров вибросита (a) и смещения центра тяжести и центров вращения ДБВ при работе вибросита (δ)

Решим уравнение (1) относительно старшей производной:

$$\ddot{\varphi}_{i} = \frac{1}{J_{i}} [m_{i}\varepsilon_{i}(\ddot{x}\sin\varphi_{i} - \ddot{y}\sin\varphi_{i} - r_{i}\ddot{\varphi}\cos(\varphi_{i} - \delta_{i}) - g\cos(\varphi_{i} + \chi)) + M_{i} - M_{\mathrm{Tp}\ i}].$$
(3)

Запишем уравнения движения рамы вибросита:

$$\begin{split} \ddot{x} &= \frac{1}{m_{\Sigma}} \bigg[-k_x \dot{x} - c_x x - \sum_{i=1}^2 m_i (\varepsilon_i (\dot{\varphi}_i^2 \cos \varphi_i + \ddot{\varphi}_i \sin \varphi_i) + r_i (\ddot{\varphi} \sin(\varphi + \delta_i) + \dot{\varphi}^2 \sin(\varphi + \delta_i)) \bigg]; \\ \ddot{y} &= \frac{1}{m_{\Sigma}} \bigg[-k_y \dot{y} - c_y y - \sum_{i=1}^2 m_i (\varepsilon_i (\dot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i - \ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i) + r_i (\dot{\varphi}^2 \sin(\varphi + \delta_i) - \ddot{\varphi} \cos(\varphi + \delta_i)) \bigg]; \\ \dot{\varphi} &= \frac{1}{J} \bigg[-k_{\varphi} \dot{\varphi} - c_{\varphi} \varphi + \sum_{i=1}^2 m_i r_i \bigg(\varepsilon_i (\dot{\varphi}_i^2 \sin(\varphi_i - \delta_i) - (\varphi_i \cos(\varphi_i - \delta_i)) + \ddot{x} \sin \delta_i - \ddot{y} \cos \delta_i) - M_i - M_{\mathrm{rp}i} \bigg], \end{split}$$

где $m_{\Sigma} = 900$ кг — масса вибросита; $k_x = 449$, $k_{y} = 438, k_{\phi} = 401 -$ коэффициенты сил вязкостного трения в пружинах подвески рамы по соответствующим осям; $c_x = 5,28 \cdot 10^5$ H/м, $c_y = 5,15 \cdot 10^5$ H/м осевые жесткости; $c_{\phi} = 4,72 \cdot 10^5$ H · м/рад — угловая жесткость; $m_i = 47,3$ кг — массы дебалансов; $\varepsilon_i = 0.032$ м — эксцентриситеты дебалансов; $J = 220 \,\mathrm{kr} \cdot \mathrm{m}^2$ — момент инерции вибросита. В уравнениях (4) смешанные жесткости подвески вибросита не учитываются ввиду их малой величины. Численное решение уравнений (3) и (4) выполняется с помощью приложения Simulink 4 системы MatLab 6.5. Для исследования любых процессов, в том числе и нестационарных, буровых вибросит, в частности для анализа пуска ДБВ, разработана программа получения Similink-моделей, далее S-модели [4] (рис. 2). Такие модели представляют собой схемы из блоков соответствующей библиотеки. Их преимущества по сравнению с другими вариантами решения на ЭВМ — наглядность и простота формирования.

S-модель работы бурового вибросита состоит из двух подсистем Subsystem и Subsystem1, которые описывают работу ДБВ в соответствии с уравнением (3). Подсистема Subsystem2 описывает колебания рамы бурового вибросита в соответствии с уравнениями (4). Подсистемы Subsystem и Subsystem1 предоставляют подсистеме Subsystem2 зна-



Рис. 2. S-модель работы вибросита

чения угла φ_i поворота ДБВ, момента $M_i - M_{ci}$, действующего на валу ДБВ, и другие слагаемые уравнений движения. Подсистема Subsystem2 предоставляет подсистемам Subsystem и Subsystem1 значения первой $\dot{\varphi}$ и второй $\ddot{\varphi}$ производных угла поворота рамы вибросита, вторые \ddot{x} и \ddot{y} производные перемещения по осям.

Рассмотрим S-модель вращения первого ДБВ (рис. 3), образованную цепочкой блоков Integrator и Integrator1. Сигнал, определяемый правой частью уравнения (3) и полученный путем масштабного преобразования выражения в квадратных скобках, состоящего из трех слагаемых, усилителем Gain с коэффициентом преобразования $1/J_i$, подается на вход блока Integrator. Второе и третье слагаемые в квадратных скобках представляют собой разность электродвигателя из подпрограммы Subsystem и момента M_{ci} сил трения в опорах ДБВ, вычисленного по формуле (2) блоком функции Fcn, которые суммируются в верхнем сумматоре. Результат выводится на выход Out4.

Первое слагаемое в квадратных скобках получено масштабированием выражения в круглых скобках усилителем Gain1 с коэффициентом преобразования $m_i \varepsilon_i$. Выражение в круглых скобках состоит из четырех слагаемых и реализовано следующим образом. Первое слагаемое получено блоком умножения Product сигнала \ddot{x} со входа In1 и сигнала sin ϕ_i с блока функции Fcn1. Второе слагаемое получено блоком умножения Produkt1, на вход которого подведены сигналы \ddot{y} со входа In2 и соs ϕ_i , полученный с блока функции Fcn2. Третье слагаемое реализовано усилителем Gain2 с коэффициентом преобразования r_i и блоком умножения Produkt2, на вход которого подаются сигналы $\ddot{\phi}$ с входа In3



Рис. 3. S-модель вращения ДБВ

и $\cos(\varphi_i - \delta_i)$ с блока функции Fcn3. Четвертое слагаемое получено цепочкой из блока функции Fcn2 и усилителя Gain3 с коэффициентом преобразования *g* = 9,8. Здесь угол χ наклона рамы к горизонту принят равным нулю, что соответствует основным режимам эксплуатации вибросит.

Остальные блоки S-модели предназначены для формирования сигналов некоторых слагаемых правых частей трех дифференциальных уравнений системы (4), решенных относительно старших производных. Перенос части вычислительных процедур из подпрограммы, моделирующей движение рамы, в подпрограммы, моделирующие движения двух ДБВ, принято для ускорения работы всего моделирующего пакета движения вибросита в целом, так как при этом сокращается объем вычислений тригонометрических функций. Таким образом, в данной подпрограмме (см. рис. 3) вычисляются слагаемые в квадратных скобках правых частей всех трех дифференциальных уравнений системы (4), в которых имеются переменные состояния ДБВ. Блок умножения Produkt4 вычисляет квадрат угловой скорости $\dot{\phi}_i^2$ каждого дебаланса для всех уравнений системы (4).

Опишем вычисления для каждого уравнения системы (4). Для первого уравнения слагаемые, соответствующие первому ДБВ, вычисляются в подпрограммах блоками функций Fcn и Fcn1, блоками

умножения Produkt3, Produkt4 и Produkt5, а также усилителем Gain4 с коэффициентом преобразования *т*е. Результат вычисления выводится на выход Out1. Для второго уравнения те же слагаемые вычисляются блоками функций Fcn и Fcn1, блоками умножения Produkt4, Produkt6 и Produkt7, а также усилителем Gain6 с коэффициентом преобразования *m* ϵ . Результат вычисления выводится на выход Out2. Для третьего уравнения слагаемые вычисляются блоками функций Fcn и Fcn1, блоками умножения Produkt4, Produkt8, Produkt9 и усилителем Gain7 с коэффициентом преобразования $r_i m \varepsilon_i$. Результаты выводятся на выход Out3. Аналогичная S-модель вычисляет параметры работы второго ДБВ. Направление вращения ДБВ регулируется знаком критического момента блока Constant [1].

S-модель движения рамы вибросита, соответствующая трем дифференциальным уравнениям системы (4), приведена на рис. 4.

Первое уравнение системы (4) моделируется цепочкой из усилителя Gain с коэффициентом преобразования $1/m_{\Sigma}$ и интеграторов Integrator1, Integrator. На вход последнего с обратными знаками подаются сигналы \dot{x} через усилитель Gain 1 с коэффициентом преобразования k_x и x через усилитель Gain2 с коэффициентом преобразования c_x . Это соответствует двум первым слагаемым в квад-



Рис. 4. S-модель движения рамы вибросита

ратной скобке правой части первого уравнения. Третье слагаемое (со знаком суммы) данного уравнения реализовано суммированием сигналов от первого и второго ДБВ, которые приходят на входы In1 и In2 и также подаются на вход цепочки интеграторов. Туда же через усилитель Gain3 с коэффи-

циентом преобразования $\sum_{i=1}^{2} m_i r_i \sin \delta_i$ подается сиг-

нал $\ddot{\varphi}$. Вторая производная \ddot{x} горизонтального перемещения рамы выводится на выход Out1.

Второе уравнение моделируется цепочкой из усилителя Gain4 с коэффициентом преобразования $1/m_{\Sigma}$ и интеграторов Integralor2 и Integrator3. На вход последнего с обратными знаками подаются: сигнал \dot{y} через усилитель Gain5 с коэффициентом преобразования k_y и сигнал y через усилитель Gain6 с коэффициентом преобразования c_y . Сигналы от первого и второго ДБВ приходят на входы In3 и In4, суммируются, из них вычитается сигнал $\ddot{\phi}$, преобразованный усилителем Gain3 с коэффици-

ентом $\sum_{i=1}^{\infty} m_i r_i \cos \delta_i$. Полученный результат подает-

ся на вход цепочки интеграторов. Вторая производ-

ная \ddot{y} вертикального перемещения рамы выводится на выход Out2.

Третье уравнение системы (4) моделируется цепочкой из усилителя Gain7 с коэффициентом преобразования 1/J и интеграторов Integrator4 и Integrator5. На вход последнего с обратными знаками подаются: сигнал $\dot{\phi}$ через усилитель Gain8 с коэффициентом преобразования k_{ϕ} и сигнал ϕ через усилитель Gain9 с коэффициентом преобразования c_{ϕ} . Третье слагаемое в квадратных скобках получено суммированием сигналов от первого и второго ДБВ, которые приходят на входы соответственно In5 и In6. Здесь же складываются разности моментов обоих ДБВ со входов In7 и In8 и вторые производные горизонтальных перемещений: \ddot{x} через усилитель Gain10 с коэффициентом преобразо-

вания
$$\sum_{i=1}^{n} m_i r_i \cos \delta_i$$
 и \ddot{y} через усилитель Gain11 с ко-

2

эффициентом преобразования $\sum_{i=1}^{2} m_i r_i \cos \delta_i$. Первая

и вторая производные $\dot{\phi}$ и $\ddot{\phi}$ углового перемещения выведены на выходы Out3 и Out4.

В. А. САНИНСКИЙ, д-р техн. наук, Ю. Н. ПЛАТОНОВА (Волжский ПИ — филиал ВолгГТУ), e-mail: saninv@rambler.ru

Геометрические характеристики радиально-упорных подшипников скольжения с эквидистантными поверхностями трения с регулярным периодическим профилем

Разработана система допусков и посадок поверхностей контакта пар трения, позволяющая при механической обработке поверхностей с регулярным периодическим профилем использовать существующую систему допусков для стандартных резьб.

Ключевые слова: многоопорный подшипниковый узел, поверхности контакта, регулярный периодический профиль, эквидистантные поверхности, система допусков, метрическая резьба.

The special system of tolerances and fits of contacting surfaces of friction couples was developed. This system allows usage of existing system of tolerances for standard screws as applied to machining operation of equidistant surfaces having a regular die-rolled section.

Keywords: multiple-seated bearing assembly, contacting surfaces, regular die-rolled section, system of tolerances, equidistant surfaces, metric screw thread.

Установлено [1], что искусственно созданный на поверхностях контакта макрорельеф способствует уменьшению изнашивания коренных шеек и вкладышей двигателей внутреннего сгорания (ДВС). В этом случае образуется синусоидальный зазор в соединении "вал—втулка", при котором длина контакта поверхностей увеличивается по сравнению с длиной контакта традиционных цилиндрических поверхностей, а наибольшее давление поддерживается на большей длине контакта (при одинаковых длинах участков с пониженным давлением).

По сравнению с известными способами селективной сборки предлагаемый способ с созданием макрорельефа повышает эффективность многоопорных узлов поддержки коленчатых валов (МУПКВ), а следовательно, и их работоспособность. Создание регулярного периодического профиля (РПП) на поверхностях контакта существенно повышает эксплуатационные характеристики соосных пар трения, что позволяет совершенствовать технологии изготовления деталей. При этом для расчета эксплуатационных характеристик РПП подшипников скольжения МУПКВ можно использовать систему допусков, разработанную для подшипников с традиционными цилиндрическими поверхностями [2].

При синусоидальной форме поверхностей контакта пар трения вершины и впадины микрорельефа могут совпадать или не совпадать [1, 2]. В первом случае поверхности являются эквидистантными. Если форма рабочих поверхностей подшипника и коренной шейки есть синусоида вращения, то в соответствии с классификацией форм поверхностей контакта, совпадение вершин с вершинами и впадин с впадинами обозначается СпС—СкС, а совпадение вершин с впадинами — СпН—СкН. В последнем случае поверхности вращения можно назвать эквидистантными (рис. 1).

Известна система допусков, обеспечивающая равномерное изнашивание соосных пар трения в МУПКВ с учетом действительных размеров поверхностей контакта деталей и направленная на достижение их прецизионной сборки [3, 4]. Однако она не учитывает возможность использования допусков на погрешности форм макрорельефа, поскольку не отражает особенности макрорельефа

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 30)

Разработанная модель может воспроизводить движение любого вибросита, если в нее ввести соответствующие параметры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кичкарь И. Ю. Моделирование динамической механической характеристики асинхронного короткозамкнутого электродвигателя // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2009. № 3. С. 12—15.

2. Вибратор электромеханический взрывозащищенный ЭВВ-25.0-1500: Руководство по эксплуатации В2-001 РЭ. Ярославль: ОАО «Ярославский завод "Красный маяк"», 2004. 24 с. 3. Резниченко И. Н., Мищенко А. В, Резниченко К. Е. Аналитический метод определения пропускной способности вибросит для очистки буровых растворов от выбуренной породы // Сб. научн. тр. Техника и технология закачивания и ремонта скважин в условиях АНПД : ОАО НПО "Бурение". 2002. Вып. 8. С. 156—164.

4. Метьюз Д. Г. Численные методы. Использование МАТLAB. М.: Изд. дом Вильямс, 2001. 720 с.

5. Кичкарь Ю. Е., Пунтус А. В., Кичкарь И. Ю. Уточнение уравнений движения рамы и дебалансных вибровозбудителей бурового вибросита. // Сб. докл. междунар. конф. по теории механизмов и механике машин. Краснодар: КубГТУ, 2006. С. 166.

6. Добик А. А., Кичкарь И. Ю., Мищенко А. В. Математическая модель движения рамы вибросита // Сб. научн. тр. Импортозамещающие технические средства и материалы. ОАО НПО "Бурение", 2003. Вып. 9. С. 104—112.



Рис. 1. Развертка соединения "вал—вкладыши" коренного подшипника скольжения с РПП

поверхностей контакта соосных пар трения. Результаты новых исследований поверхностей контакта [1, 2, 5, 6] потребуют корректировки существующих схем.

Существует автоматизированный подбор комплектующих деталей многоопорных подшипниковых узлов, при котором погрешности механической обработки поверхностей одних деталей могли бы компенсировать погрешности сопрягаемых деталей [5]. Такая диаметральная компенсация позволяет повысить запас точности (работоспособности) этих узлов. Однако при этом нельзя использовать систему допусков на погрешности форм макрорельефа поверхностей контакта для улучшения характеристик пар трения.

В связи с этим для эквидистантных форм контакта поверхностей трения с РПП предлагается использовать систему допусков для стандартных резьбовых соединений.

На рис. 1 показана развертка эквидистантных поверхностей контакта верхнего и нижнего вкладышей с шейкой вала в продольном сечении (56 — ширина коренной шейки и вкладышей).

Для синусоидальной формы контакта поверхностей предложен коэффициент, равный отношению длины $L_{цил}$ цилиндрического тела вращения к длине $L_{син}$ тела, образованного вращением синусоиды: $K = L_{цил}/L_{син}$, который может служить дополнительной характеристикой пар трения с эквидистантной формой поверхностей. Результаты исследований можно использовать в системе допусков и посадок МУПКВ [3].

Рассмотрим пример нормирования точности поверхностей трения с РПП, параметры которых соответствуют параметрам метрической резьбы.

Последние разработки связаны с получением образующей подшипника скольжения, геометрические параметры которой соответствуют стандартным параметрам резьбового профиля. Анализ системы допусков стандартных метрических резьб показал, что нормирование параметров соединений с РПП аналогично нормированию основных параметров стандартной резьбы, если скорректировать нормы точности угла наклона профиля резьбы.

Общим требованием для всех резьбовых соединений является обеспечение взаимозаменяемости и свинчиваемости. Отличие соединения с РПП подшипника скольжения, состоящего из вкладышей и шейки вала, от резьбового соединения заключается в отсутствии требования к свинчиваемости и наличие требования к гарантированному оптимальному зазору. Если соединение является прецизионным и собирается индивидуально путем подгонки, то требование к взаимозаменяемости не является обязательным. Тогда из стандартных требований к резьбовым соединениям, применительно к поверхностям контакта с РПП, остаются требования к точности профиля метрической резьбы и основным параметрам, установленные ГОСТ 9150—2002 (рис. 2).

Регулярные периодические профили: синусоидальный (см. рис. 1); трапецеидальный (см. рис. 2, a); треугольный (идентичный метрической резьбе) (см. рис. 2, δ); круглый (рис. 3 и 4) и др., могут быть



Рис. 2. Макрорельефы подшипника и шейки вала в сборе с РПП трапецеидальной формы (*a*) и идентичный профилю метрической резьбы (δ):

H = 0.866P; $H_1 = 0.541P$; 3/8H = 0.325P; H/8 = 0.108P; H/4 = 0.216P



Рис. 3. Профиль режущей кромки инструмента по ГОСТ 16771-71

выполнены с крупным и мелким шагом. Мелкий шаг назначается для тонкостенных вкладышей, если длина РПП соответствует длине подшипника. В качестве РПП можно использовать круглый стандартный профиль резьбы (см. рис. 3 и 4).

Основные размеры макрорельефа с РПП можно принять по ГОСТ 24705—2004, а диаметры *d*₁, *d*₂, *d*₃ (см. рис. 2 и 5) (при угле наклона 90°) рассчитать по приведенным в нем формулам. Основные параметры, общие для наружной поверхности шейки вала и внутренней поверхности сборного подшипника: d (D) — номинальный наружный диаметр (указывается в условном обозначении резьбы); $d_1(D_1)$ номинальный внутренний диаметр; $d_2(D_2)$ — номинальный средний диаметр; P = 0 — шаг резьбы; $\alpha = 60^{\circ}$ — угол профиля; *H* — высота исходного треугольника витка; H₁ — рабочая высота витка. Форма впадины наружной резьбы может быть выполнена по радиусу (диаметру d_3). Добавляется требование к радиусу скругления вершин и впадин: r = 0,3H. Во втором случае профиль более прочный.

Сопряжение шейки вала и вкладышей одного подшипника контролируется по среднему диаметру (ГОСТ 11708—82) — это условный диаметр, соосный с резьбой цилиндра, который делит профиль резьбы так, что толщина витка равна ширине впадины и половине шага (*P*/2).

Допуски и посадки деталей с регулярным макрорельефом должны соответствовать посадкам с гарантированным зазором, рекомендованным фирмой "Глико" (Германия) [5]: $S = (0,008 \div 0,001)d$ мм.

Исследования авторов показали возможность обеспечения точности радиальных зазоров МУПКВ посредством использования разработанной системы допусков.

Геометрические параметры синусоидального профиля приняты в соответствии с параметрами круглой резьбы, кроме угла наклона витков (в синусоидальном профиле витки выполнены на шей-

ках и вкладышах подшипников перпендикулярно к общей для шеек и подшипников оси). Это позволяет использовать систему допусков для посадок с гарантированным радиальным зазором по ГОСТ 16093—2004. Все отклонения и допуски отсчитываются от номинального профиля в направлении, перпендикулярном к оси шеек или подшипников (рис. 6). В соответствии с этим ГОСТом установлены степени точности на средний диаметр резьбы в порядке убывания с 3-й по 10-ю. В качестве основного принят допуск 6-й степени точности.

Резьбы такой точности могут быть получены фрезерованием, на-

резанием резцом и гребенкой, накатыванием роликом. Для получения более точных степеней после операций нарезания следует применять шлифование профиля (синусоидального или трапецеидального). Для поверхностей с коротким РПП и мелким шагом используют 3÷5-ю степени точности. Для РПП с крупным шагом при увеличенной длине контакта вдоль общей оси соединения рекоменду-



Рис. 4. Профиль, соответствующий круглой резьбе по ГОСТ 13536-68



Рис. 5. Схемы расположения полей допусков РПП

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 11
ется применять 7-ю или 8-ю степень точности. Приняты допуски: для средних диаметров шейки и подшипника — Td_2 и TD_2 ; для наружного диаметра шейки — Td (4-я, 6-я, 8-я степени точности); для внутреннего диаметра подшипника — TD_1 (4÷8-я степени точности). По ГОСТ 16093—2004 допуски на шаг РПП и угол профиля не установлены, возможные их отклонения допускаются при изменении среднего диаметра резьбы и введении диаметральных компенсаций.

Геометрически средний диаметр, шаг и угол профиля — взаимозависимы, поэтому стандартный допуск на средний диаметр РПП трапецеидального вида является суммарным и определяется по формуле $Td_2(TD_2) = T'd_2(T'D_2) + f_P + f_{\alpha}$. Здесь $T'd_2(T'D_2)$ — часть суммарного допуска, определяющая допусти-

мое отклонение собственно среднего диаметра шейки (подшипника); $f_P = \Delta P_{\Pi} \operatorname{ctg}(\alpha/2)$ — диаметральная компенсация погрешностей по шагу РПП, где $f_P = 1,732 \cdot \Delta P_{\Pi}$ при $\alpha = 60^\circ$; ΔP_{Π} — погрешность шага на всей длине контакта вдоль общей оси соединения; $f_{\alpha} = \frac{0,58H}{\sin\alpha} (\Delta \alpha/2)$ — диаметральная компенсация погрешностей половины угла профиля, где $f_{\alpha} = 0,36P(\Delta \alpha/2)$, при $\alpha = 60^\circ$. Здесь $\Delta \frac{\alpha}{2} = \frac{(\Delta \alpha_{\Pi p}/2) + (\Delta \alpha_{\Lambda e B}/2)}{2}$ — половина угла на-

клона бокового профиля.

Погрешность $\Delta \alpha/2$ определяется как среднее арифметическое абсолютных величин отклонений правой и левой половин угла профиля РПП. Диаметральная компенсация, равная разности средних диаметров подшипника и шейки, обеспечит их сопряжение с минимальной погрешностью по эквидистантности. Для этого при обработке средний диаметр шейки необходимо уменьшить, а средний диаметр подшипника увеличить. Гарантированный зазор в соединении с РПП определяется по средним наружным и внутренним диаметрам (см. рис. 5): $S_{max} = es/2 + Td_2/2 + ES/2$; $S_{min} = 0$.

Введем понятие приведенного среднего диаметра — диаметр условной втулки с идеальным РПП. Это значение измеренного среднего диаметра $d_{2изм}$ ($D_{2изм}$), увеличенное для подшипника (уменьшенное для шейки) на суммарную диаметральную компенсацию погрешностей по шагу и погрешностей половины угла профиля: $d_{2 \text{пр}} = d_{2 \text{изм}} + f_P + f_{\alpha}$; $D_{2 \text{пр}} = D_{2 \text{изм}} + f_P + f_{\alpha}$.

Годность наружного диаметра шейки и внутреннего диаметра подшипника, имеющих поверхности с РПП, определяют с помощью гладких калибров. При установке верхнего и нижнего вкладышей с натягом применяют специальные приспособления для создания условного диаметра "втулка—подшипник в сборе". Только в этом положении контролируют внутренний диаметр гладкими калибрами-пробками. Комплексный контроль параметров D_2 , P и α вкладышей с РПП выполняют с помощью микроскопа.

Проходным калибром-скобой с полным профилем проверяют приведенный средний диаметр $d_{2 п p}$ (см. рис. 6), т. е. верхний допуск шейки или нижний — подшипника. С помощью проходного калибра-скобы осуществляют комплексный контроль параметров d_2 , P и α шейки с РПП. Непроходным калибром с коротким РПП, срезанным витком и направляющим пояском контролируют наименьший средний диаметр шеек. Наибольший средний диаметр подшипника измеряют и контролируют с помощью микроскопа.

Годность РПП по среднему диаметру определяют: 1) по условию прочности контакта: для шейки $d_{2изм} \ge d_{2min}$ и для подшипника $D_{2изM} \le D_{2max}$; 2) по условию соответствия норме длины вдоль общей оси соединения: для шейки $d_{2пp} \le d_{2max}$; для подшипника $D_{2np} \ge D_{2min}$.

Поля допусков определяются основными отклонениями. Для наружной резьбы предусмотрены пять верхних отклонений *es*, обозначаемых в по-



Рис. 6. Схемы расположения полей допусков по среднему диаметру шейки

вала (а) и подшипника (б)



Рис. 7. Основные отклонения трапецеидального профиля с зазором для наружного (*a*) и внутреннего (б) РПП

рядке возрастания зазора буквами h, g, f, e и d; для внутренней резьбы — четыре нижних отклонения EI, обозначаемых H, G, F и E (рис. 7).

Поле допуска трапецеидального РПП состоит из обозначений: поля допуска среднего диаметра $(d_2$ или D_2); поля допуска наружного диаметра dдля шейки и поля допуска внутреннего диаметра D_1 для подшипника, например 7g6g, 5H6H. Если поле допуска диаметра выступов совпадает с полем допуска среднего диаметра, то оно в обозначении поля допуска РПП не повторяется: 6g; 6H.

Точность РПП зависит от длины контакта вдоль общей оси соединения, т. е. длины участка взаимного перекрытия наружной и внутренней резьбы в осевом направлении: чем длиннее подшипник, тем больше накопленная погрешность шага. Согласно ГОСТ 16093—2004 существуют группы длин сопряжения: S — короткие; N — нормальные. Для длины N высота профиля равна 0,8d, где d — диаметр шейки.

Нормальная длина свинчивания в обозначении РПП не указывается, в остальных случаях необходимо указывать длину сопряжения, например:

РПП (М) $18 \times 1,5-4H5H-LH$ — подшипник, $P = 1,5; D = 18; TD_2$ по $4H, TD_1$ по 5H;

М18-6H — РПП подшипника с крупным шагом P = 2, 5, 6-й степени точности, с основным отклонением H для среднего и внутреннего диаметров;

М18-6*g*-40 — РПП шейки вала с крупным шагом P = 2, 5, 6-й степени точности, с основным отклонением *g* для среднего и наружного диаметров длина сопряжения 40 мм.

В соответствии со сложившейся практикой поля допусков условно сгруппированы в три класса точности, рекомендуемых к применению в зависимости от длины сопряжения:

точный класс — для РПП с мелким шагом, тонкостенных вкладышей и инструмента;

средний класс — для РПП с мелким шагом и полями допусков: для шеек — 5g6g, для подшипника — 5H;

грубый класс — для РПП длинных подшипников при пониженных требованиях к точности. Сопряжение профилей "подшипник — шейка вала" предлагается обозначать так: РПП (М) 20×3 6H7g, где РПП (М) — регулярный периодический профиль, соответствует системе допусков и посадок с зазором для метрических резьб по ГОСТ 16093—2004 (кроме нормирования параметров и точности углов подъема резьбы и числа заходов резьбы), в остальном соответствует метрической резьбе с треугольным профилем (СТ СЭВ 640), геометрические параметры по ГОСТ 9150—2002; 20 — диаметр; 3 — шаг; 6H и 7g — степени точности средних диаметров профилей соответственно подшипника и шейки вала. Зависимость шага от диаметра рабочего отверстия подшипника принимаем по ГОСТ 8724—2002.

Таким образом, проведенные исследования показали возможность применения системы допусков для подшипников с традиционными цилиндрическими поверхностями для расчета эксплуатационных параметров подшипников скольжения с РПП [2, 7]. Созданы предпосылки для повышения точности радиальных зазоров МУПКВ с РПП до прецизионных. Система допусков для посадок с зазором для эквидистантных профилей подшипников с РПП соответствует системе допусков, установленной ГОСТ 16093—2004.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Сторчак Н. А., Санинский В. А., Платонова Ю. Н. Выбор оптимального сочетания поверхностей контакта в соосных парах трения и взаимосвязь с параметрами образованного зазора // Вестник машиностроения. 2011. № 5. С. 40-42.

2. Систематизация сочетаний различных форм поверхностей контакта в парах трения / В. А. Санинский, Н. А. Сторчак, А. В. Синьков, Ю. Н. Платонова // Вестник машиностроения. 2011. № 10. С. 53—55.

3. Санинский В. А., Кочкин М. В., Шавлев А. А. Система допусков и посадок разъемного соединения сборных коренных подшипников скольжения ДВС // Вестник машиностроения. 2010. № 10. С. 54—58.

4. **Необходимость** применения прецизионных технологий при производстве многоопорных узлов поддержки валов ДВС / В. А. Санинский, Н. А. Сторчак, М. В. Кочкин, А. А. Щавлев // Технология машиностроения. 2010. № 11.

5. Компьютерная поддержка автоматизированного подбора комплектующих деталей при сборке многоопорного подшипникового узла ДВС / А. В. Петрухин, Н. П. Москвичева, В. А. Санинский и др. // Автомобильная промышленность. 2011. № 3. С. 30—33.

6. Санинский В. А., Сторчак Н. А., Платонова Ю. Н. Разработка сочетаний форм поверхностей контакта в парах трения с применением компьютерных технологий // Современная наука: теория и практика: матер. І междунар. науч.-практ. конф. Т. 1. Естественные и технические науки. ГОУ ВПО "СевКавГТУ".

7. **Прогрессивные** машиностроительные технологии. Монография / Под ред. А. В. Киричика. М.: Издательский дом "Спектр", 2012. Т. 1. 334 с.

Ю. С. СЕМИЧЕВ (ОАО "Корпорация ВСМПО—АВИСМА", г. Верхняя Салда), И. А. СУРКОВ, канд. техн. наук (ООО "Надежность ТМ", г. Москва), e-mail: info@nadezhnost.com

Влияние плотности разбиения на элементы конструктивного концентратора напряжений на точность расчета методом конечных элементов

Показано, что недостаточная плотность разбиения на элементы объема материала детали в зоне концентратора напряжений при инженерных расчетах методом конечных элементов не только снижает точность расчета, но и, в ряде случаев, приводит к ошибочным результатам и неверным техническим решениям.

Ключевые слова: метод конечных элементов, плотность разбиения на элементы, концентратор напряжений, схема нагружения.

It was shown that defective tightness of element decomposition of component part material volume in section of stress concentrator at engineering design by finite element method not only impairs accuracy of design but in some cases ends in erroneous results and wrong technical solutions.

Keywords: finite element method, tightness of element decomposition, stress concentrator, loading condition.

Разрушения базовых деталей тяжелонагруженных машин, как правило, являются главной причиной длительных простоев, значительных расходов на ремонт, а в ряде случаев и причиной тяжелых аварийных ситуаций. Анализ разрушений показал, что их основная причина — усталостные трещины, образовавшиеся в результате значительных напряжений в зонах конструктивных концентраторов. Своевременное и точное определение максимальных напряжений позволяет применить конструктивные и технологические мероприятия по их снижению, обеспечивая тем самым неограниченную долговечность базовых деталей.

В настоящее время для установления связей напряженного состояния детали с ее конструктивными особенностями и условиями нагружения используют метод конечных элементов (МКЭ). Существующие программы МКЭ содержат препроцессоры, создающие конечно-элементные сетки в автоматическом и полуавтоматическом режимах. Управление созданием сетки позволяет задать необходимую плотность элементов по объему детали с учетом ее конструкции и схемы нагружения. Точность расчета напрямую связана с частотой разбиения на элементы зон концентрации напряжений. Однако отсутствие количественной связи частоты разбиения таких зон с конфигурацией и схемой нагружения детали не только снижает точность расчета, но в ряде случаев приводит к ошибочным результатам.

Для примера рассмотрим расчет МКЭ двухэксцентриковых валов кривошипных горячештамповочных прессов (КГШП) [1]. Цель работы — оптимизация конструкции двухэксцентриковых валов тяжелых КГШП, которая заключается в выборе формы переходной зоны от опорной части вала к диску эксцентрика, уменьшающей максимальные напряжения по сравнению с радиусной формой переходной зоны (рис. 1, элемент А). Расчет выполнен для центральной нагрузки, что с учетом симметрии узла позволяет рассматривать половину вала.

В базисных конфигурациях двухэксцентриковых валов зона

перехода в плоскости симметрии вала выполнена как четверть окружности радиуса P_4 (рис. 2, *a*). Сравниваемый контур галтельного перехода (рис. 2, *б*) состоит из поверхности, которая в плоскости симметрии представлена линией, образованной концевыми круговыми дугами, сопряженными с линиями контуров вала и эксцентрикового диска, и прямой линией, соединяющей эти дуги.

Конечно-элементная модель вала включает в себя построенные в препроцессоре программы МАКС цилиндрические области, представленные пентаэдрами первого порядка, и зоны галтелей заданных конфигураций, образо-



Рис. 1. Узел двухэксцентрикового вала:

¹ — цилиндрическая опорная часть; 2 — стойка; 3 — шатун; 4 — цилиндрический диск эксцентрика; A — переходная зона; $P_{\rm H}$ — технологическая нагрузка



Рис. 2. Варианты контуров галтельных переходов от опорной части вала к эксцентриковому диску:

а — радиальный; *б* — комбинированный

ванные в программе Cosmos произвольными тетраэдрами первого порядка. С учетом ожидаемых высоких градиентов напряжений аппроксимация областей галтельных переходов реализована сетками большей плотности, чем в цилиндрических зонах.

На рис. 3 показаны конечноэлементные сетки и напряженные состояния эксцентриковых валов пресса усилием 160 МН с радиусной (см. рис. 2, a) и комбинированной (см. рис. 2, δ) галтелями. Сопоставление ведется по эквивалентным напряжениям.

Расчеты показали, что в комбинированной галтели максимальные напряжения $\sigma_{k max}$ в 1,25 раза меньше, чем максимальные напряжения $\sigma_{p max}$ в радиусной галтели: $\sigma_{k max} = 355$ МПа, $\sigma_{p max} = 441$ МПа [1]. Такая разница при одинаковой базе P_4 (см. рис. 2, δ) отличается от общепринятых представлений. По данным работы [2] установлено, что относительно круговой галте-



Рис. 3. Конечно-элементные сетки и напряженные состояния объемных моделей двухэксцентрикового вала пресса усилием 160 МН:

a — радиусная (P_4 = 200 мм); δ — комбинированная (P_4 = 200 мм, P_{11} = 100 мм)





а — радиусной; *б* — комбинированной



Рис. 5. Конечно-элементные сетки плоских моделей двухэксцентрикового вала с дугой в 7,5° на один элемент разбиения контуров галтелей: *а* — радиусной; *б* — комбинированной

ли радиуса R уменьшение σ_{max} лишь в 1,11 раза обеспечивает галтель, форма которой близка к теоретической оптимальной кривой, но при этом база в одном из направлений увеличена до 2R([2]; рис. 72, e). Это указывает на влияние плотности разбиения зоны переходной галтели двухэксцентрикового вала на результат определения максимальных напряжений.

В конечно-элементных моделях (см. рис. 3) в плоскости симметрии число элементов, образующих переходные галтели, одинаково и равно 6. В радиальной галтели при дуге 90° на один элемент сетки приходится дуга 15°, а в комбинированной галтели на один элемент — дуга 22,5°. Так как в зоне концентратора существует градиент напряжений как по контуру, так и по нормали к нему, то более крупная сетка радиусной зоны в комбинированной галтели должна приводить к большему сглаживанию пиков и занижению максимальных напряжений.

Для приближенной оценки погрешностей, связанных с недостаточной плотностью сетки пространственной модели, выполнены расчеты плоских моделей вала для условий плоской деформации. Размеры, схемы закрепления и нагружения радиусной ($P_4 = 200$ мм) и комбинированной ($P_4 = 200$ мм) и комбинированной ($P_4 = 200$ мм, $P_{11} = 100$ мм) плоских моделей соответствовали аналогичным параметрам пространственных моделей.

В первом варианте конечноэлементные сетки радиусной и комбинированной плоских моделей, соответствующие объемным моделям, также содержали по шесть элементов между точками сопряжения горизонтальной линии опорного вала с вертикальной линией эксцентрика (рис. 4, а, б). Таким образом, на один элемент разбиения в радиусной галтели приходится дуга 15°, а в комбинированной галтели — дуга 22,5°. Во втором варианте рассмотрены плоские модели, в которых на один элемент разбиения приходится дуга 7,5° и для радиусной, и для комбинированной галтелей. Для этих моделей была увеличена плотность разбиения внутренних областей, прилегающих к поверхностям галтелей (рис. 5, *a*, *б*). Результаты расчетов представлены в таблице. Максимальные напряжения в комбинированной галтели приведены относительно максимального напряжения в радиусной галтели.

Из данных таблицы видно, что в плоских моделях, как и в объемных при шести элементах разбиения, напряжения в комбинированной галтели были меньше чем в радиусной: $\sigma_{\rm K}$ max = 0,91 $\sigma_{\rm p}$ max.

Модель	Разбиение	$\sigma_{kmax}/\sigma_{pmax}$
Объемная	6 элементов на дуге 90°	0,8
Плоская	6 элементов на дуге 90° 1 элемент — дуга 7,5°	0,91 1,06

Цикл статей

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

УДК 621.81

Г. И. МИРЗОЕВ, Ю. А. МУСАЕВ, кандидаты технических наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку), e-mail: mir_huseyn@aztu.edu.az

Оценка параметров положения вала в подшипнике скольжения

Приведен расчет углов, характеризующих положение цапфы во вкладыше подшипника скольжения. Определены углы поворота, максимального давления, начала и конца рабочей зоны. Проанализированы зависимости этих углов от относительного эксцентриситета.

Ключевые слова: подшипники скольжения, относительный эксцентриситет, углы поворота, максимального давления, начала и конца рабочей зоны.

The design of angles that features the position of center shaft in brass of bushed bearing was given. Angular deflections of outset and end of operating space at maximum pressure were evaluated. Eccentricity ratio-dependences of these angular deflections were analyzed.

Keywords: bushed bearing, eccentricity ratio, angular deflections, maximum pressure, outset and end of operating space.

Подшипники скольжения, работающие в режиме жидкостного трения, широко применяются в тяжелонагруженных и высокоскоростных машинах, а также в различных механизмах и устройствах. Принцип работы этих подшипников основан на законах гидродинамики. По мере увеличения частоты вращения вала создается гидродинамическое давление, в результате чего цапфа отрывается от поверхности вкладыша. Между цапфой и вкладышем образуется слой смазочного материала, а цапфа в подшипнике совершает сложное движение [1—4].

Положение цапфы в подшипнике и эпюра гидродинамического давления характеризуются углами (рис. 1, см. обложку): φ_e — угол поворота линии центров OO_1 ; φ_1 — угол начала рабочей зоны; φ_2 угол конца рабочей зоны, т. е. несущей зоны смазочного слоя; φ_m — угол, характеризующий место максимального давления.

Угол поворота характеризует положение цапфы во вкладыше, другие углы характеризуют эпюры распределения гидродинамического давления.

Сложное перемещение цапфы идентично вращательному движению вокруг центра вкладыша (см. рис. 1) [5]. Из треугольника OO_2O_1 (см. рис. 1, δ) определяем угол поворота линии OO_1 :

$$\varphi_e = \arccos\frac{e}{\delta} = \arccos\varepsilon, \tag{1}$$

где $\varepsilon = e/\delta$ — относительный эксцентриситет.

В рабочей зоне подшипника жидкостного трения создается гидродинамическое давление. Место входа смазочного материала в подшипник считается началом этой зоны, обычно она перпендикуляр-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 39)

Рассмотренный пример показал, что необоснованный подход к выбору плотности разбиения конечно-элементной сетки вызывает не только занижение результатов расчета, но и в ряде случаев приводит к ошибочным техническим решениям при выборе конструктивного варианта детали. Так, пространственная модель двухэксцентрикового вала в работе [1] дает ошибочное представление о величине напряжений в комбинированной переходной галтели в сравнении с радиусной галтелью. Уточненный расчет с обоснованной плотностью конечно-элементной сетки показал, что при заданной базе зоны перехода радиусная галтель обеспечивает минимальные напряжения.

Для повышения точности расчетов методом конечных элементов необходимо иметь определенные зависимости, связывающие плотность разбиения на элементы зоны концентратора напряжений в математической модели с геометрией данного конструктивного концентратора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Перспективы создания и инженерной оптимизации конструкций двух эксцентриковых валов сверхтяжелых КГШП / В. В. Ямчинов, Ю. А. Дибнер, Р. А. Жилин, Л. Т. Новокщенов //КШП—ОМД. 2005. № 2. С. 27—35.

2. **Морозов Б. А.** Моделирование и прочность металлургических машин. М.: Машгиз, 1963. 287 с.

на к линии действия радиальной нагрузки [1, 2]. Из рис. 1, б определяем угол начала рабочей зоны:

$$\varphi_2 = \frac{\pi}{2} - \varphi_e = \frac{\pi}{2} - \arccos\varepsilon. \tag{2}$$

Существуют три основных гипотезы [4, 6] определения конца рабочей зоны (места обрыва смазочного слоя) в подшипниках жидкостного трения:

1) смазочный слой обрывается в месте минимального зазора;

2) место обрыва смазочного слоя совпадает с местом нулевого давления (p = 0);

3) смазочный слой обрывается за местом минимального зазора. По этой гипотезе в месте обрыва смазочного слоя не только p = 0, но и $dp/d\phi = 0$. При этом наблюдается симметричное расположение места обрыва и максимума давления относительно линии центров, т. е. FE = ED (см. рис. 1, δ).

В работе [6] дан подробный анализ этих гипотез и показано, что третья гипотеза более достоверна.

Для половины подшипника с углом охвата $\alpha = \pi$ можно записать, что угол конца рабочей зоны

$$\varphi_2 = \pi + \varphi_1. \tag{3}$$

Это выражение [6] справедливо только при $0 < \varepsilon < 0,5$, а при максимальном эксцентриситете $\varepsilon = 1$ угол

$$\varphi_2 = \pi/2 + \varphi_1. \tag{4}$$

На основании выражений (2)÷(4) можно записать новые выражения для угла конца рабочей зоны в зависимости от эксцентриситета:

$$\varphi_2 = \frac{3}{2}\pi - \arccos \varepsilon \operatorname{при} 0 < \varepsilon \leq 0,5;$$
 (5)

$$φ_2 = \frac{3}{2}π - \arccos(1 - ε)$$
 при 0,5 < ε < 1,0. (6)

Концу рабочей зоны и месту максимального давления с учетом их симметричного положения (см. рис. 1, δ) относительно зоны минимального зазора будет соответствовать угол максимального давления:

$$\varphi_m = 2\pi - \varphi_2. \tag{7}$$

Методом симметричного расчета [7] с учетом выражений (5) и (6) можно определить угол максимального давления для всех диапазонов относительного эксцентриситета:

$$\varphi_m = \frac{\pi}{2} + \arccos \epsilon \ \text{при } 0 < \epsilon \le 0,5;$$
(8)

$$\varphi_m = \frac{\pi}{2} + \arccos(1 - \varepsilon)$$
 при 0,5 < ε < 1,0. (9)

На рис. 2 приведены зависимости углов положения от относительного эксцентриситета, построенные по формулам (1), (2), (5), (6), (8) и (9). Анализируя эти зависимости, можно сделать следующие выводы:

сумма углов φ_{e} и φ_{1} всегда равна 90°. При $\varepsilon = 0,7$ оба угла равны 45°;

графики этих углов симметричны только при значении угла 45°;



Рис. 2. Зависимости углов положения от относительного эксцентриситета для подшипника бесконечной длины: ϕ_1 — угол, характеризующий начало рабочей зоны; ϕ_{1K} — то же по М. В. Коровчинскому; φ_2 — угол, характеризующий место конца рабочей зоны; φ_{2K} — то же по М. В. Коровчинскому; φ_e — угол поворота линии центров; φ_m — угол, характеризующий место максимального давления

графики углов φ_m и φ_2 симметричны при эксцентриситете $\varepsilon = 0.5$, а также симметричны относительно угла положения, $\varphi = 180^{\circ}$. При предельных значениях эксцентриситета значения углов совпадают;

ни один угол положения цапфы не имеет значения в диапазоне 90÷150°.

Сравним полученные результаты с данными работы [4]. На рис. 2 штриховые линии φ_{1K} и φ_{2K} построены по данным М. В. Коровчинского, которые являются общепринятыми. Сравнивая линии φ_1 и φ_{1K}, φ₂ и φ_{2K}, видим, что результаты нового расчета и результаты М. В. Коровчинского очень близки при $\varepsilon > 0,5$, а при предельных значениях относительного эксцентриситета ($\epsilon = 0$ и $\epsilon = 1$) они совпадают. При є < 0,5 максимальная разница между ϕ_1 и ϕ_{1K} достигает 18,2° только при $\epsilon = 0,3$, затем она постепенно уменьшается и при $\varepsilon = 0,5$ становится равной 13,2°, а при $\varepsilon = 0,8$ — равной 3,5°. При $\varepsilon > 0.8$ разница не превышает 1,5°.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Дмитриев В. А. Детали машин. Ленинград: Судостроение, 1970. 792 с.

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

3. Shigley J. E. Mechanical Engineering Design. Singapore National Printers Ltd, 3rd printing, 1988, 699 р. 4. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы

подшипников скольжения. М.: Машгиз, 1959. 403 с.

5. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М.: Машгиз, 1963. 244 с.

6. Мирзоев Г. И., Гашимов Р. Дж. Исследование границы рабочей зоны в гидродинамических полуподшипниках // Теоретическая и прикладная механика. 2009. № 2. С. 6—12 (на азербайджанском языке).

7. Мирзоев Г. И. Новая методика аналитического расчета коэффициента нагруженности и сопротивления в гидродинамических подшипниках скольжения // Механика-машиностроение. 2010. № 1. С. 109-113 (на азербайджанском языке).

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.81.002.2

Ю. Ф. НАБАТНИКОВ, канд. техн. наук (Московский государственный горный университет), e-mail: kaftmr@msmu.ru

Обеспечение точности соединений деталей машин методом межгрупповой взаимозаменяемости

Рассмотрены вопросы обеспечения точности соединений деталей машин методом межгрупповой взаимозаменяемости, позволяющие проводить сборку соединений в условиях мелкосерийного производства при вероятности образования незавершенного производства равной или близкой к нулю.

Ключевые слова: детали машин, соединения, точность, сборка, метод, взаимозаменяемость.

Issues of accuracy assurance of joint assemblies of machinery by intergroup compatibility technology were considered. This approach allows joint assemblies setup doing under restrictions of small-scale production when the probability of incomplete production onset is equal or close to zero.

Keywords: machinery, joint assemblies, accuracy, setup, approach, compatibility.

Производительность и стоимость обработки деталей в значительной степени зависят от заданной точности. При повышении требований к точности получаемой детали трудоемкость обработки возрастает. Так, трудоемкость обработки детали по 7-му квалитету точности в 2,5 раза больше чем по 9-му квалитету. Наряду с ростом трудоемкости и стоимости обработки увеличиваются затраты на брак, которые при 7-м квалитете могут достигать 20 % от общей стоимости обработки [1]. При этом многие отечественные машиностроительные заводы не располагают оборудованием, технологиями и кадрами, необходимыми для обеспечения высокой точности соединений деталей.

Расширить поля допусков до экономически и технологически целесообразных величин, обеспечивая заданную точность в соединениях, позволяет метод групповой взаимозаменяемости (селективная сборка). Однако в работах известных ученых и специалистов в области технологии машиностроения и взаимозаменяемости (Б. С. Балакшин, И. М. Колесов, А. А. Маталин, Я. М. Радкевич, А. И. Якушев и др.) утверждается, что основным недостатком метода групповой взаимозаменяемости является его зависимость от законов распределения отклонений размеров отверстий и валов. При использовании этого метода необходимо, чтобы указанные законы были однотипными, с одинаковыми количественными параметрами и имели однонаправленную асимметрию при ее наличии. В противном случае при сборке неизбежно появляются некомплектные детали, которые формируют незавершенное производство. Это ограничивает область применения селективной сборки в крупносерийном и массовом производстве.

В условиях мелкосерийного производства законы распределения отклонений размеров валов и отверстий, как правило, несимметричны. При изготовлении валов центр группирования отклонений размеров, как правило, смещается в сторону исправимого брака, т. е. в сторону больших валов, а при изготовлении отверстий — в сторону меньших значений.

При сборке соединений методом групповой взаимозаменяемости разнонаправленная асимметрия значительно увеличивает число некомплектных деталей и соединений. Математическим моделированием процесса сборки установлено, что некомплектные соединения могут составлять $3\div70$ % от общего числа соединений при повышении точности на один квалитет и $5\div80$ % при повышении точности на два квалитета (табл. 1). Такое количество некомплектных деталей делает селективную сборку в условиях мелкосерийного производства нецелесообразной.

Необходимо отметить, что вид и количественные параметры законов распределений отклонений размеров отверстий и валов чрезвычайно трудно установить по результатам измерений. Из-за наличия погрешностей формы сопрягаемых поверхностей эти законы существенно отличаются в различных сечениях деталей как по типу, так и по количественным параметрам. Например, в одном сечении закон распределения отклонений размеров отверстий (валов) более близок к нормальному, в другом — к равномерному, в третьем — к закону Симпсона.

Поэтому для организации селективной сборки в условиях мелкосерийного производства прежде всего необходимо уменьшить или исключить влияние законов распределения отклонений размеров отверстий и валов на появление некомплектных деталей. Для этого необходимо обеспечить сборку соединений при любых законах распределения отклонений размеров отверстий и валов с вероятностью образования некомплектных деталей, равной или близкой нулю. Решение этой задачи — цель данной статьи.

Рассмотрим общий случай сборки соединений, при котором допуски отверстия и вала не равны (*ITA* \neq *ITB*). Примем, что не равны и групповые допуски ($a \neq b$), и числа размерных групп для отверстий и валов ($n_1 \neq n_2$), а нижнее предельное отклонение размеров отверстия равно *EIA*. Схему сборки рассмотрим на примере соединений с зазором.

Сборка соединений должна обеспечить зазоры *S*, не выходящие за предельно допустимые значения ($S_{\min} \leq S \leq S_{\max}$). Рассмотрим два варианта:

1) максимальный зазор S_{\max} формируется в 1-й размерной группе, а минимальный S_{\min} — в *n*-й (рис. 1, *a*);

2) минимальный зазор формируется в 1-й группе, а максимальный — в *n*-й (рис. 1, *б*).

Тогда для первого варианта:

$$S_{\max} = EIA + a - eib;$$

$$S_{\min} = (EIA + ITA - a) - (eib + ITB).$$

Вычитая из максимального зазора минимальный зазор и учитывая, что $ITS = S_{max} - S_{min}$, получим: $ITS \ge 2a - ITA + ITB$; $a \le (ITS + ITA - ITB)/2$.

Так как a > 0, то ITS > ITB - ITA и $ITA \le ITB$. Таким образом, сборка по схеме, представленной

	Таблица 1
Количество некомплектных соединений при сбо	орке методом
групповой взаимозаменяемости, % от общего чис	ла соединений

Коэффициент α ₀ относительной асимметрии зако- на распределения									
на распределения отклонений раз- меров отверстия	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5			
Повышение точности соединений на один квалитет									
-0,5	18	25	37	48	58	69			
-0,4	17	24	35	47	58	68			
-0,3	15	23	34	46	56	66			
-0,2	12	20	30	42	52	63			
-0,1	6	15	26	37	49	59			
0	3	8	19	31	42	52			
Повышение точности соединений на два квалитета									
-0.5	51	62	68	76	80	82			
-0,4	43	54	62	68	72	75			
-0,3	35	43	52	59	63	66			
-0,2	24	37	41	48	52	55			
-0,1	12	22	30	36	41	44			
0	5	9	18	25	30	32			
Примечание. Законы распределений отклонений размеров отверстий и валов близки к нормальному закону,									



Рис. 1. Общие схемы сборки соединений

на рис. 1, *a*, выполняется при допуске вала, большем или равном допуску отверстия. Кроме того, для обеспечения полной взаимозаменяемости между размерными группами валов и отверстий должно выдерживаться условие: $a + b \leq ITS$.

Из схемы сборки следует, что значение нижнего предельного отклонения размеров вала (*eib*) определяется по формулам:

$$eib_{\max} = EIA - S_{\min} - a - (ITB - ITA);$$

 $eib_{\min} = EIA - S_{\max} + a.$

Для варианта (см. рис. 1, б), имеем:

$$ITS \ge 2b + ITA - ITB;$$

 $b \le (ITS + ITB - ITA)/2;$
 $ITS \ge ITA - ITB \ge 0.$

В этом случае $ITB \leq ITA$ и сборка по схеме рис. 1, δ выполняется при допуске вала, который меньше или равен допуску отверстия. Нижнее предельное отклонение (*eib*) размеров вала для второго варианта определяется по формулам:

$$eib_{\max} = EIA - S_{\min} - b;$$

 $eib_{\min} = EIA - S_{\max} + b + (ITA - ITB).$

Таким образом, величину *eib* можно назначать в диапазоне от *eib*_{min} до *eib*_{max} с шагом, равным групповому допуску *a* или *b* (*eib* = *eib*_{min} + *a*; *eib* = *eib*_{min} + 2*a*, *eib* = *eib*_{max}). При этом каждому значению *eib* будет соответствовать своя схема комплектации отверстий валами. Наименьшие зазоры в соединениях формируются при значениях *eib*, равных или близких к *eib*_{max}.

Рассмотрим частные случаи. При *ITA* = *ITB* сборку можно проводить по схемам, представлен-

ным на рис. 1, *a*, если a < b, и на рис. 1, *b*, если a > b. При *ITA* = *ITB* и a = b сборку можно проводить как по схеме на рис. 1, *a*, так и по схеме на рис. 1, *b*. Если a = ITA и b = ITB, то $n_1 = n_2 = 1$. При таких параметрах сборка проводится по методу полной взаимозаменяемости, так как выполняется условие *ITS* = *ITA* + *ITB*.

Групповые допуски удобно задавать в долях от допуска на зазор. Полагая, что $a = ITS/K_1$ и $b = ITS/K_2$, получим: $a + b = ITS/K_1 + ITS/K_2 \le ITS$ или $K_1 + K_2 \le K_1 \cdot K_2$. Данное неравенство соблюдается при $K_1 \ge 2$ и $K_2 \ge 2$, из чего следует, что при селективной сборке групповые допуски не должны превышать половины допуска зазора, т. е. должны соблюдаться неравенства $a \le ITS/2$ и $b \le ITS/2$. Значения K_1 и K_2 следует принимать целыми из ряда: 2, 3, 4, ..., L.

Из рис. 1 и условия полной взаимозаменяемости следует:

$$(Z_{\max B}b) + a = ITS$$
 и $(Z_{\max O}a) + b = ITS$,

где $Z_{\text{max b}}$ ($Z_{\text{max o}}$) — максимальное число размерных групп валов (отверстий), из которых можно комплектовать отверстия (валы) определенной размерной группы без образования брака в соединениях. Проведя подстановки и решив уравнения относительно Z_{max} , получим:

$$Z_{\max B} = K_2(K_1 - 1)/K_1, \quad Z_{\max O} = K_1(K_2 - 1)/K_2$$

при $K_1 \neq K_2$ и $Z_{\max B} = Z_{\max O} = K - 1$
при $K_1 = K_2 = K$ (при $a = b = ITS/K$).

Из этих уравнений следует, что чем больше значения K_1 и K_2 , тем больше размерных групп валов (отверстий) участвуют в комплектации определенной размерной группы отверстий (валов). Это делает сборку менее зависимой от законов распределения отклонений размеров, что существенно уменьшает вероятность появления некомплектных деталей.

Взаимозаменяемость, при которой определенная размерная группа отверстий (валов) комплектуется валами (отверстиями) из нескольких размерных групп без образования брака в соединениях, назовем межгрупповой. Межгрупповая взаимозаменяемость создает возможность существенно уменьшить число некомплектных деталей, а при определенных параметрах сборки даже полностью их исключить. Таким образом, при селективной сборке возникает дилемма: для упрощения организации сборки необходимо увеличивать групповые допуски, а для уменьшения вероятности появления некомплектных деталей и снижения затрат на обслуживание незавершенного производства их надо уменьшать. При проектировании технологических процессов сборки эту сложную задачу необходимо решать по результатам физического или математического моделирования процесса сборки. Очевидно, что для снижения материальных затрат предпочтение следует отдать математическому моделированию [2].

Анализ поставленной задачи в общем виде показал, что селективная сборка всегда многовариантна. Оптимальный вариант сборки должен обеспечить:

равную или близкую к нулю вероятность образования некомплектных деталей, а следовательно, отсутствие затрат на обслуживание незавершенного производства или их минимизацию;

зазоры, близкие к минимально допустимому значению, что повышает ресурс соединений;

стабильность групповых зазоров по величине, что способствует выравниванию ресурсов соединений;

наименьшее число размерных групп, что упрощает организацию сборки.

Порядок обоснования варианта сборки рассмотрим на численном примере. Пусть поверхность цилиндра (отверстие) с внутренним диаметром 200 мм выполнена с точностью по Н10, а наружная поверхность поршня (вал) — по 9-му квалитету точности. В соединениях цилиндра с поршнем необходимо обеспечить зазоры S по 8-му квалитету точности в пределах $50 \le S \le 200$ мкм. Требуется определить параметры селективной сборки, обеспечивающие данную точность в соединениях. Групповые допуски должны быть: а ≥ 40 мкм и $b \ge 20$ мкм. Общее число соединений — 200. Распределения отклонений размеров отверстий и валов близки к нормальным законам. Асимметрия законов распределения отклонений размеров отверстий и валов — разнонаправленная. Коэффициенты относительной асимметрии могут принимать значения $0 \le \alpha \le 0.3$ по абсолютной величине.

Последовательность решения задачи:

1. По таблицам единой системы допусков и посадок для интервала номинальных размеров свыше \emptyset 180 до \emptyset 250 мм определяем допуск на размер отверстия *ITA* = 195 мкм, что соответствует 10-му квалитету точности. Нижнее предельное отклонение размеров отверстия *EIA* = 0. Допуск на размер вала, изготовленного по 9-му квалитету точности, *ITB* = 115 мкм; допуск на зазор в соединении, собранном по 8-му квалитету, *ITS* = $S_{max} - S_{min} =$ = 200 – 50 = 150 мкм. Определяем предельный групповой допуск для размеров вала:

$$b \le (ITS + ITB - ITA)/2 =$$

= (150 + 120 - 200)/2 = 35 MKM.

Групповые допуски, соответствующие условию задачи, можно принять равными: b = 20 мкм или b = 30 мкм, при которых число размерных групп для вала составит соответственно $n_2 = ITB/b = 115/20 \approx 6$ или $n_2 = ITB/b = 115/30 \approx 4$.

2. Определяем нижние предельные отклонения размеров вала.

При b = 20 мкм имеем:

 $eib_{\max} = EIA - S_{\min} - b = 0 - 50 - 20 = -70$ мкм; $eib_{\min} = EIA - S_{\max} + b + (ITA - ITB) =$ = 0 - 200 + 20 + (195 - 115) = -100 мкм.

При b = 30 мкм имеем:

 $eib_{\text{max}} = EIA - S_{\text{min}} - b = 0 - 50 - 30 = -80 \text{ MKM};$ eib = EIA - S + b + (ITA - ITB) = -80 MKM;

$$= 0 - 200 + 30 + (195 - 115) = -90$$
 MKM.

3. Групповые допуски для отклонений размеров отверстий, соответствующие условию задачи, можно принять равными: a = 40 мкм или a = 50 мкм, учитывая, что $a \le ITS/2 = 150/2 = 75$ мкм. Тогда число размерных групп для деталей типа отверстий составит соответственно: $n_1 = ITA/a = 195/40 \approx 5$ или $n_1 = ITA/a = 195/50 \approx 4$.

4. Для полученных вариантов строим схемы сборки и определяем порядок комплектации отверстий валами (рис. 2).

Любая из представленных на рис. 2 схем сборки обеспечивает зазоры в соединениях в пределах заданных допустимых значений $50 \le S \le 200$ мкм. Возможны и другие варианты сборки, если снять ограничения на групповые допуски, поставленные в условии задачи.

Из порядка комплектации следует, что отверстия определенной размерной группы могут комплектоваться валами из нескольких размерных групп без получения бракованных соединений. Исключением является лишь первая размерная группа отверстий, которая комплектуется валами только первой размерной группы. Кроме того, для вариантов 1 и 3 комплектация последней размерной группы отверстий также обеспечивается валами только из последней размерной группы. Комплектация отверстий валами проста. Сначала выбираются все валы из первой размерной группы, затем из второй и т. д.

Число некомплектных деталей резко возрастает, если центры группирования отклонений размеров смещены относительно средних значений полей допусков. Это типовая ситуация в условиях мелкосерийного производства. В этом случае число несобранных соединений существенно возрастает (табл. 2). Поэтому ни один из рассмотренных вариантов сборки не будет иметь практического применения из-за большого накопления незавершенного производства. Нетрудно показать, что при сборке с параметрами *ITB* > *ITA*, $a \neq b$, $n_1 \neq n_2$ или *ITA* = *ITB*, $a \neq b$, $n_1 \neq n_2$ будут иметь место аналогичные результаты. Следует отметить, что во всех этих случаях формируются нестабильные по величине групповые зазоры (см. табл. 2). Поэтому селективная сборка с разными допусками на размеры





Порядок ко	мплектации
Группа	Группы
отверстий	валов
1	1
2	1, 2, 3
3	2, 3, 4, 5, 6
риант 4	
5	
160	
4	
3 120	
2 80	-
40	6 50
1	5 10
0	$\frac{4}{2}$ -10
	$\frac{3}{-30}$
	$\frac{2}{-50}$
	1 _70

Порядок комплектации

Группа	Группы	
отверстий	валов	
1	1	
2	1, 2	
3	1, 2, 3	
4	2, 3, 4	

Порядок	KO	мплектации
Группа		Группы

Группа	Группы
отверстий	валов
1	1
2	1, 2, 3
3	1, 2, 3, 4, 5
4	3, 4, 5, 6

Рис. 2. Варианты сборки и порядки комплектаций отверстий валами

отверстий и валов, разными групповыми допусками и разным числом групп нецелесообразна.

Из теории селективной сборки известно, что стабильные по величине зазоры формируются в соединениях при равных допусках на размеры отверстий и валов и равных групповых допусках. Поэтому далее рассмотрим сборку с параметрами ITA = ITB, a = b, $n_1 = n_2$. В условиях данного примера изменим допуск на размер вала, приняв его равным допуску на размер отверстия, т. е. ITA = ITB = 195 мкм, и снимем ограничения на групповые допуски. Таким образом, точность сопрягаемых поверхностей соответствует 10-му квалитету точности, а их соединений — 8-му. Отметим, что по сравнению с 10-м квалитетом точность

соединений увеличивается почти в 2,7 раза. Такое повышение точности соединений должно обеспечиваться сборкой.

a = b = ITS/3 = 150/3 = 50 MKM; a = b = ITS/5 == 150/5 = 30 мкм. Порядок комплектации размерных групп отверстий валами для этих вариантов представлен в табл. 3, а результаты моделирования сборки на ЭВМ – в табл. 4.

Рассмотрим варианты сборки соединений с групповыми допусками a = b = ITS/2 = 150/2 = 75 мкм;

					i i			
	Число	Число	Число	Группорой	Число	Число	Число	Группорой
Размер-	деталей	деталей	некомплект-	трупповои	деталей	деталей	некомплект-	трупповои
ная	«отверстие»	«вал»	ных деталей	зазор, мкм	«отверстие»	«вал»	ных деталей	зазор, мкм
группа		0					10.2	
		$\alpha_0 = 0$	$\alpha_{\rm B} = 0$			$\alpha_0 = -0,3$; $\alpha_{\rm B} = \pm 0.3$	
	Вариант 1 ($a = 50$ мкм; $b = 30$ мкм, $n_1 = n_2 = 4$; $eib = -80$ мкм)							
1	13	14	—	90	54	1	-53	109
2	96	84	-11	110	109	37	-72	97
3	77	92	+ 15	131	35	107	+72	120
4	14	10	-4	149	2	55	+53	131
Итого	200	200	15÷7,5 %	120	200	200	125÷62,5 %	109
Вариант 2 ($a = b = ITS/3 = 50$ мкм. $n_1 = 4$: $n_2 = 6$. $eib = -70$ мкм)								
1	17	6		93	53	L O	-53	_
2	83	30		107	110	3	-77	96
3	86	54	_	123	36	30		114
4	14	77	_	143	1	76	+40	133
5	-	28	+6	-	1	61	+40 +60	-
6	_	5	+5	_	_	30	+30	_
Итого	200	200	11÷5 5 %	117	200	200	130÷65 %	106
111010	200	Populati	$\frac{11.3,3}{2}$	b = 20 year n	-5 $n - 4$ oit	200	150.05 %	100
		Бариант	5(a - 40 MKM)	$b = 50 \text{ MKM}, n_1$	$-5; n_2 - 4, ell$) — —80 мкм)		
1	9	13	—	84	41	20	-39	82
2	46	76	—	101	89	39	-50	91
3	86	102	—	118	59	104	+36	100
4	50	9	—	146	-9	55	+53	147
5	9	—	—	156	2	—	—	157
Итого	200	200	0	103	200	200	89÷44,5 %	101
		Вариант	4 ($a = 40$ мкм;	$b = 20$ мкм, n_1	$= 5; n_2 = 6; eib$	b = -70 мкм)		
1	11	1	-10	88	29	0	-29	_
2	51	28	_	91	93	5	-59	81
3	98	64	—	109	58	29	_	96
4	35	65	—	121	17	71	_	127
5	5	34	+2	156	3	68	+61	147
6	—	8	+8	_	—	27	+27	_
Итого	200	200	10÷5,0 %	107	200	200	88÷44 %	113
Прим	ечания: 1. За	коны распреде	ления отклонен	ний размеров с	тверстий и вало	ов близки к но	рмальному зако	ону.
2. Знак	перед числом	некомплектны	х деталей соотв	етствует знаку	превышенного	отклонения ра	азмера.	

Результаты моделирования процесса сборки соединений

порядок комплектации размерных трупп отверстии валам	Порядок	ок комплектации	размерных	групп	отверстий	валами
--	---------	-----------------	-----------	-------	-----------	--------

Таблица З

	He	омера размерных	групп валов, ко	мплектующих гру	/ппу отверстий п	о вариантам сбор	оки
Размерная	1	2	3	4	5	6	7
отверстий	a = b = 75; $n_1 = n_2 = 3;$ eib = -125	a = b = 50; $n_1 = n_2 = 4;$ eib = -150	a = b = 50; $n_1 = n_2 = 4;$ eib = -100	a = b = 30; $n_1 = n_2 = 7;$ eib = -170	a = b = 30; $n_1 = n_2 = 7;$ eib = -140	a = b = 30; $n_1 = n_2 = 7;$ eib = -110	a = b = 30; $n_1 = n_2 = 7;$ eib = -80
1 2 3 4 5 6 7	1 2 3 — —	1; 2 2; 3 3; 4 4 	1 1; 2 2; 3 3; 4 — —	1; 2; 3; 4 2; 3; 4; 5 3; 4; 5; 6 4; 5; 6; 7 5; 6; 7 6; 7 7	1; 2; 3 1; 2; 3; 4 2; 3; 4; 5 3; 4; 5; 6 4; 5; 6; 7 5; 6; 7 6; 7	1; 2 1; 2; 3 1; 2; 3; 4 2; 3; 4; 5 3; 4; 5; 6 4; 5; 6; 7 5; 6; 7	1 1; 2; 3 1; 2; 3; 4 2; 3; 4; 5 3; 4; 5; 6 4; 5; 6; 7

оря, и размерных групп отверо

Результаты моделирования процесса сборки соединений

Размерная группа	Число деталей «отверстие»	Число деталей «вал»	Число некомплект- ных деталей	Групповой зазор, мкм	Число деталей «отверстие»	Число деталей «вал»	Число некомплект- ных деталей	Групповой зазор, мкм	
		$\alpha_0 = 0$; $\alpha_{\rm B} = 0$		$\alpha_0 = -0.3; \ \alpha_B = +0.3 \ (\alpha_0 = -0.25; \ \alpha_B = +0.25)$				
		Вариант 1	(a = b = ITS/2)	$z = 75$ мкм, n_1	$= n_2 = 3, eib =$	—125 мкм)			
1 2 3	53 139 8	32 151 17	-21 + 12 + 9	128 130 137	113 86 1	11 128 61	-102 +42 +60	113 106 95	
Итого	200	200	21÷10,5 %	130	200	200	102÷51 %	107	
		Вариант 2	a = b = ITS/3	$= 50$ мкм, n_1	$= n_2 = 4, eib =$	—150 мкм)			
1	23	8	—	119	57	1	-17	102	
2	86 81	85 85	_	144 140	107	39 98	-9	94 101	
4	10	22	_	140	2	62	26	148	
Итого	200	200	—	140	200	200	26÷13 %	98	
		Вариант 3	a = b = ITS/3	$= 50$ мкм, n_1	$= n_2 = 4, eib =$	—100 мкм)			
1	21	9	-12	99	66	—	-66	—	
2	79	83	—	98	98	43	-55	92 92	
3 4	84 16	94 14	+12	101	36	101	+65	92	
- Итого	200	200	12÷6 %	103	200	200	121÷60,5 %	92	
	I	Вариант 4	a = b = ITS/5	$= 30$ мкм, n_1	$= n_2 = 7, eib =$	—170 мкм)		,	
1	3	4	+1	168	24	—	I — '	111	
2	23	16	—	163	51	3	_	109	
3	51	61	+3	170	63	18	_	112	
4	59	22	+18	172	50	62 67	—	118	
6	47	9	-17	105	1	37	_	108	
7	_	1	_	—	_	13	_	—	
Итого	200	200	22÷11 %	168	200	200	_	113	
		Вариант 5	a = b = ITS/5	$= 30$ мкм, n_1	$= n_2 = 7, eib =$	—140 мкм)			
1	6	4	—	130	21 (18)	- ()	_	87 (92)	
2	26	22	—	129	61 (43) 66 (74)	5 (8) 24 (29)	-9 (-)	82 (91)	
4	66	50 66	_	140	42 (45)	44(29)	_	86 (91)	
5	39	33	_	135	9 (18)	74 (60)	_	110 (102)	
б	8	17	—	142	1 (2)	44 (45)	_	152 (116)	
7	4	2	—	155	-	9 (4)	+9(-)	-(-)	
ИТОГО	200	200 Domisiour 6	-	137	200	200	9÷4,5 % (—)	84 (93)	
1	I 1	вариант о	a = b = 113/3	$h = 30 \text{ MKM}, n_1$	$= n_2 = 7, elb =$	—110 мкм)	14	0.1	
1	1	33	_	115	19 66	5	-14 -48	81 81	
3	53	45	_	112	74	18	-17	80	
4	72	69	—	112	32	57	_	76	
5	42	37	—	114	7	66	+25	104	
6	13	12	—	122	2	44	+44	135	
/ Итого	200	200	_	115	200	200	79÷39.5 %	81	
		Вариант '	7 (a = b = ITS/2)	$5 = 30 \text{ MKM}, n_1$	$= n_2 = 7$, eib =	= —80 мкм)			
1	5	4	-1	75	25		-25	I —	
2	15	17	_	82	49	1	-48	85	
3	66	61	-3	82	75	25	-50	80	
4	70	59	-11	82	40	44		78	
5	32	46	+2 +12	77	9	81	+/4	90	
7	11	12	+12 +1	104		40 9	+9	-	
Итого	200	200	15÷7,5 %	82	200	200	123÷61,5 %	81	
Приме 2. Знак п	чания: 1. Зако еред числом не	оны распределе екомплектных	ения отклонени деталей соответ	ий размеров от тствует знаку г	верстий и вало превышенного	ев близки к нор отклонения ра	рмальному зако змеров.	ну.	

Вариант 1 сборки с групповыми допусками a = b = ITS/2 = 75 мкм соответствует организации сборки по классическому методу групповой взаимозаменяемости. Следствием того, что каждая размерная группа отверстий комплектуется валами только одной размерной группы, является значительное число некомплектных деталей (см. табл. 4). Поэтому вариант 1 неприемлем для сборки в условиях мелкосерийного производства.

Групповые допуски для вариантов 2 и 3 составляют a = b = ITS/3 = 50 мкм, что позволяет реализовать межгрупповую взаимозаменяемость и уменьшить число некомплектных деталей. Однако полностью исключить их появление невозможно. В варианте 2 размерная группа 4 отверстий комплектуется валами только из группы 4. Аналогична ситуация с размерной группой 1 отверстий при использовании варианта 3 сборки. При различных числах деталей в этих размерных группах неизбежно возникают некомплектные соединения (см. табл. 4).

Сборка по вариантам 4÷7 проводится с групповыми допусками a = b = ITS/5 = 30 мкм. Из порядка комплектации отверстий валами для этих вариантов (см. табл. 3) следует, что предпочтительнее вариант 5. В вариантах 4 и 7 отверстия соответственно размерных групп 7 и 1 комплектуются валами только одной группы, что увеличивает вероятность появления некомплектных деталей. Кроме того, вариант 5 обеспечивает меньшее число некомплектных деталей по сравнению с вариантом 6 при разнонаправленной асимметрии распределений отклонений размеров отверстий и валов. Дело в том, что при разнонаправленной асимметрии наибольшее число деталей "отверстие" формируется в первых размерных группах, а наибольшее число деталей "вал" — в последних размерных группах. Поэтому комплектация первых размерных групп отверстий должна проводиться из как можно большего числа размерных групп валов. Этому условию соответствует вариант 5. Моделирование процесса сборки показало, что число некомплектных деталей для варианта 5 равно нулю при отсутствии асимметрии в законах распределения отклонений размеров и составляет 4,5 % от общего числа соединений при коэффициентах относительной асимметрии $\alpha_0 = \alpha_B = \pm 0,3$. Отметим, что при коэффициентах относительной асимметрии $\alpha_0 = \alpha_B = \pm 0,25$ число некомплектных деталей также равно нулю (см. табл. 4).

Следует обратить внимание, что меньшие групповые зазоры в соединениях формируются при разнонаправленной асимметрии законов распределения отклонений размеров отверстий и валов, что подтверждают результаты моделирования (см. табл. 4). Это необходимо использовать при из-



Рис. 3. Поверхность отклика относительного числа некомплектных соединений в зависимости от коэффициентов относительной асимметрии распределения отклонений размеров отверстий α_0 и валов α_B

готовлении сопрягаемых поверхностей деталей для повышения ресурса соединений, так как наибольший ресурс имеют соединения с наименьшими зазорами.

Таким образом, в каждом конкретном случае можно определить параметры сборки соединений методом межгрупповой взаимозаменяемости, обеспечивающие заданную точность, при этом вероятность возникновения некомплектных деталей будет равна или близка нулю.

В результате исследований на основе математического моделирования процесса сборки методом межгрупповой взаимозаменяемости (рис. 3) установлены параметры, обеспечивающие повышение точности соединений на один (табл. 5 и 6) и два (табл. 7 и 8) квалитета при условиях:

допуски на отклонения размеров от номинального значения и зазоры в соединениях соответствуют действующей системе допусков и посадок;

допуски отклонений размеров сопрягаемых поверхностей равны (*ITA* = *ITB*):

групповые допуски на отклонения размеров деталей "отверстие" и "вал" равны (a = b);

законы распределения отклонений размеров отверстий и валов могут быть однотипными (например, оба закона — близкие к нормальным законам распределения соответственно для отверстий и для валов) и разнотипными (например, закон распределения для отверстий близок к нормальному, а закон распределения для валов — к равномерному);

коэффициенты относительной асимметрии могут принимать значения от $\alpha_0 = 0$ до $\alpha_0 = -0.5$ для закона распределения отклонений размеров отверстий и от $\alpha_B = 0$ до $\alpha_B = +0.5$ — для валов;

число деталей "отверстие" равно числу деталей "вал" и общему числу соединений.

Из данных табл. 5 и 6 следует, что наибольшая независимость сборки от типов законов распределения отклонений размеров сопрягаемых поверхностей, их количественных параметров и асимметрии достигается при групповых допусках a = b = ITS/5. Именно этот вариант сборки соединений методом межгрупповой взаимозаменяемости рекомендуется при повышении точности соединений на один ква-

	Таблица 5
Параметры сборки соединений методом межгруп	повой
взаимозаменяемости, повышающие точность на один	квалитет
без накопления некомплектных деталей	

Группо- вой до- пуск для отклоне- ний раз- меров от- верстий (<i>a</i>) и ва- лов (<i>b</i>); <i>a</i> = <i>b</i>	Нижнее предель- ное от- клонение (<i>eib</i>) раз- меров ва- ла	Число размер- ных групп для де- талей «отвер- стие» (<i>n</i> ₁) и «вал» (<i>n</i> ₂):	Коэффициент относительной асимметрии закона распре- деления откло нений разме- ров детали «от- вер- «вал»		Отно- шение средне- го зазо- ра в со- едине- ниях к средне- му за- данно-
u - v		$n_1 = n_2$	стие»		му, %
			-0,5	От 0 до +0,3	93
			-0,4	От 0 до +0,4	94
ITC/2	S. L.	2	-0,3	От 0 до +0,5	96
115/3	$-S_{\text{max}} + a$	3	-0,2	От 0 до +0,5	100
			-0,1	От 0,1 до +0,5	102
			0	От 0,3 до +0,5	103
	$-S_{\max} + 2a$	4	-0,3	От 0 до +0,3	80
			-0,2	От 0 до +0,4	82
ITS/4			-0,1	От 0 до +0,4	86
			0	От 0 до +0,5	90
			-0,5	От 0 до +0,5	80
ITS/5	$-S_{\max} + 2a$	5	-0,4	От 0 до +0,5	84
			-0,3	От 0 до +0,5	880
			-0,2	От 0 до +0,5	92
			-0,1	От 0 до +0,5	96
			0	От 0 до +0,5	101
Примечание. Законы распределения отклонений размеров отверстий и валов однотипны.					

	Таблица б				
Параметры сборки соединений методом межгрупповой					
взаимозаменяемости, повышающие точность на один	квалитет				
без накопления некомплектных леталей					

Группо- вой до- пуск для отклоне- ний раз- меров отвер- стий (<i>a</i>)		Число размер- ных групп деталей «отвер- стие» (n ₁) и	Коэффициент относительной асимметрии за- кона распреде- ления отклоне- ний размеров детали		Отно- шение средне- го зазо- ра в со- едине- ниях к средне-
и валов (b); a = b	1	«вал» (n_2); $n_1 = n_2$	«от- вер- стие»	«вал»	му за- данно- му, %
			-0,4	От 0 до +0,3	99
			-0,3	От 0 до +0,5	101
ITS/3	$-S_{\max} + a$	3	-0,2	От 0 до +0,5	105
			-0,1	От 0,2 до +0,5	110
			0	+0,5	108
ITS/4	$-S_{\max} + 2a$	4	-0,2	От 0 до +0,5	86
			-0,1	От 0 до +0,5	90
			0	От 0 до +0,5	94
			-0,5	От 0 до +0,5	85
ITS/5	$-S_{\max} + 2a$	5	-0,4	От 0 до +0,5	89
			-0,3	От 0 до +0,5	93
			-0,2	От 0 до +0,5	97
			-0,1	От 0 до +0,5	102
			0	От 0 до +0,5	106
Прим	сечание.	Законы ра	аспредел	ения отн	слонений
размеров отверстий и валов разнотипны.					

литет. Для повышения точности соединений на два квалитета рекомендуется сборка с групповыми допусками a = b = ITS/6, если законы распределений отклонений размеров сопрягаемых поверхностей однотипны (см. табл. 7). Если же они разнотипны, то рекомендуется сборка с групповыми допусками a = b - ITS/8 (см. табл. 8). Полученные результаты (см. табл. 5—8) распространяются на квалитеты точности 6÷16 и все интервалы размеров в соответствии с действующей системой допусков и посадок.

Отклонение форм сопрягаемых поверхностей учитываются допусками на размеры и не оказывают влияния на сборку соединений, но влияют на их ресурс. Таблица 7

Параметры сборки соединений методом межгрупповой взаимозаменяемости, повышающие точность на два квалитета без накопления некомплектных деталей

Группо- вой до- пуск для отклоне- ний раз- меров от- верстий (a) и ва- лов (b) ; a = b Нижнее предель- ное от- клонение вархамер предель- ное от- клонение вархамер ных прупп детале вархамер ных прупп детале вархамер ных прупп детале (n) и вархамер ных прупп детале (n) и вархамер ных прупп детале предель- ное от- клонение вархамер клонение вархамер предель- ное от- клонение вархамер (n) и вархамер (n) и вархамер предель- пов (b); a = b		Число размер- ных групп деталей «отвер- стие»	Ко отн асимм рас откло	Отно- шение средне- го зазо- ра в со- едине- ниях к	
		(n_1) и «вал» $(n_2);$ $n_1 = n_2$	«от- вер- стие»	«вал»	средне- му за- данно- му, %
			-0,4	0	95
			-0,3	От 0 до +0,1	98
ITS/3	$-S_{\max} + a$	4	-0,2	От 0 до +0,2	100
			-0,1	От 0,1 до +0,3	100
			0	От 0,2 до +0,5	98
			-0,5	От 0 до +0,3	91
			-0,4	От 0 до +0,4	93
ITS/A	$-S \pm a$	5	-0,3	От 0 до +0,5	95
115/4	$S_{\text{max}} + a$	3	-0,2	От 0 до +0,5	100
			-0,1	От 0,1 до +0,5	103
			0	От 0,2 до +0,5	107
			-0,5	От 0 до +0,5	91
	$-S_{\max} + a$		-0,4	От 0 до +0,5	95
ITC/5		(-0,3	От 0 до +0,5	100
115/5		6	-0,2	От 0 до +0,5	105
			-0,1	От 0,1 до +0,5	108
			0	От 0,3 до +0,5	109
	$-S_{\max} + 2a$	8	-0,5	От 0 до +0,3	82
			-0,4	От 0 до +0,4	84
175/6			-0,3	От 0 до +0,5	87
115/0			-0,2	От 0 до +0,5	93
			-0,1	От 0 до +0,5	97
			0	От 0 до +0,5	103
	$-S_{\max} + 3a$	10	-0,5	От 0 до +0,3	78
			-0,4	От 0 до +0,4	80
			-0,3	От 0 до +0,5	83
115/8		10	-0,2	От 0 до +0,5	88
			-0,1	От 0 до +0,5	94
			0	От 0 до +0,5	99
		13	-0,5	От 0 до +0,5	81
<i>ITS</i> /10	$-S_{\max} + 3a$		-0,4	От 0 до +0,5	85
			-0,3	От 0 до +0,5	90
			-0,2	От 0 до +0,5	96
			-0,1	От 0 до +0,5	101
			0	От 0 до +0,5	107
Примечание. Законы распределения отклонений разме-					

Параметры сборки соединений методом межгрупповой взаимозаменяемости, повышающие точность на два квалитета без накопления некомплектных деталей

$ \begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$				1		1
$ \begin{array}{c c c c c c c c c c c c c c c c c c c $	Группо-		Число	Коэфо	фициент	Отно-
$ \begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$	вой до-		размер-	относи	ительной	шение
$ \begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	пуск для	Нижнее	ных	асимм	етрии за-	средне-
нений разме- клов (b); a = b предокла ное от- кловнение ров вала пеняло всталей (n) и «вал» (n2); $n_1 = n_2$ ления отклоне- ний размеров детали ра в со- яцине- ния рамеров детали ра в со- едине- ния рамеров детали ра в со- едине- ния к 175/3 $-S_{max} + a$ 4 0 $+0.5$ 103 175/4 $-S_{max} + a$ 4 0 $+0.5$ 103 175/4 $-S_{max} + a$ 5 -0.4 $Or 0$ 99 175/5 $-S_{max} + a$ 5 -0.2 $Or +0.2$ 98 175/5 $-S_{max} + a$ 7 -0.5 $Or 0$ 99 175/5 $-S_{max} + a$ 7 -0.5 $Or +0.4$ 101 $0 + 0.5$ 110 -0.4 $Or +0.2$ 99 $175/6$ $-S_{max} + 2a$ 8 -0.4 $Or +0.2$ 107 $175/6$ $-S_{max} + 3a$ 10 -0.4 $Or 0$ 91 $175/6$ $-S_{max} + 3a$ 10 -0.4 $Or 0$ 92 $175/6$ $-S_{max} + 3a$ <td>откло-</td> <td>предель-</td> <td>групп</td> <td>кона р</td> <td>аспреде-</td> <td>го зазо-</td>	откло-	предель-	групп	кона р	аспреде-	го зазо-
pase- pos or- a = bkiohenue (n) end pos banachue crues (n) u (a) u (a) na (b); $a = b$ chue pos bana (n) u (a) na (n) na (a) na (n) na 	нений	ное от-	деталей	ления	отклоне-	ра в со-
$ \begin{array}{c c c c c c c c c c c c c c c c c c c $	разме-	клонение	«отвер-	ний р	азмеров	едине-
$\begin{array}{c c c c c c c c c c c c c c c c c c c $	ров от-	eib pasme-	стие»	де	тали	ниях к
$ \begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$	верстий	ров вала	(<i>n</i> ₁) и			средне-
$ \begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$	(a) И ва-	1	«вал»	«OT-		му за-
$\begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$	JOB(D);		$(n_2);$	Bep-	«вал»	данно-
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	u - v		$n_1 - n_2$	стие»		му, 70
$ ITS/4 - S_{max} + a 5 = -0,4 & Or 0 & 99 \\ -0,3 & Or +0,2 & 98 \\ 0,0,3 & Or +0,2 & 98 \\ 0,0,4 & 0,5 & 98 \\ 0,0,4 & 0,5 & 98 \\ 0,0,4 & 0,5 & 98 \\ 0,0,4 & 0,5 & 98 \\ 0,0,4 & 0,5 & 98 \\ 0,0,4 & 0,5 & 98 \\ 0,0,4 & 0,5 & 00 \\ 0,0,4 & 0,5 & 01 \\ 0,0,4 & 0,5 &$	ITS/3	$-S_{\max} + a$	4	0	+0,5	103
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				-0,4	От 0 до +0,3	99
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				-0,3	$O_{T} + 0.2$	98
$\begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$	ITS/4	$-S_{\max} + a$	5	-0,2	OT + 0,4	101
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				-0,1	OT + 0, 4	113
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				0	до +0,5 +0.5	110
$ ITS/5 - S_{max} + a 7 - \frac{-0.5}{0} + \frac{0.7}{0} + \frac{0.5}{0} + \frac{99}{0} + \frac{0.5}{0} + \frac{0.5}{0} + \frac{99}{0} + \frac{0.5}{0} + $					0,0	
$ITS/5 -S_{\max} + a = 7 \qquad \begin{array}{ccccc} -0.4 & Or & +0.2 \\ Or & +0.2 \\ Do & +0.5 \\ Or & +0.2 \\ Do & +0.5 \\ Do & +0.5 \\ Or & +0.4 \\ Do & +0.5 \\ Or & +0.2 \\ Do & +0.5 \\ Or & +0.5 \\$				-0,5	От 0	97
$ITS/5 -S_{max} + a \qquad 7 \qquad \begin{array}{c cccc} & & & & & & & & & & & & & & & & & $				-0,4	От +0,2	99
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				-0.3	до $+0,5$ От $+0,2$	104
$\begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$	ITS/5	$-S_{\max} + a$	7	0,5	до +0,5	101
$\begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$				-0,2	От +0,3 до +0,5	107
$ITS/6 -S_{max} + 2a = \begin{bmatrix} -0,4 & Or & 0 & 91 \\ \pi & 0+0,3 & Or & 0 & 93 \\ -0,3 & Or & 0 & 93 \\ \pi & 0+0,5 & 94 \\ -0,1 & Or +0,1 & 103 \\ \pi & 0+0,5 & 0 \\ 0 & Or +0,2 & 107 \\ \pi & 0+0,5 & 107 \end{bmatrix}$ $ITS/8 -S_{max} + 3a = \begin{bmatrix} -0,4 & Or & 0 & 92 \\ \pi & 0+0,5 & 107 \\ -0,3 & Or & 0 & 89 \\ \pi & 0+0,5 & -0,1 & Or & 0 \\ \pi & 0+0,5 & -0,1 & Or & 0 \\ \pi & 0+0,5 & -0,1 & Or & 0 \\ \pi & 0+0,5 & -0,1 & Or & 0 \\ \pi & 0+0,5 & -0,1 & Or & 0 \\ \pi & 0+0,5 & -0,3 & Or & 0 \\ \pi & 0+0,5 & -0,3 & Or & 0 \\ \pi & 0+0,5 & -0,3 & Or & 0 \\ \pi & 0+0,5 & -0,3 & Or & 0 \\ \pi & 0+0,5 & -0,3 & Or & 0 \\ \pi & 0+0,5 & -0,3 & Or & 0 \\ \pi & 0+0,5 & -0,1 & Or & 0 \\ \pi & 0+0,$				-0,1	От +0,4 до +0,5	112
$ITS/6 -S_{max} + 2a = \begin{bmatrix} -0.3 & 0^{-}0.3 & 0^{-}0 & 93 \\ -0.3 & 0^{-}0.5 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.2 & 0^{-}0.7 & 99 \\ -0.1 & 0^{-}+0.5 & 103 \\ 0 & 0^{-}+0.5 & 107 \\ 0 & 0^{-}+0.5 & 107 \\ 0 & 0^{-}+0.5 & 107 \\ 0 & 0^{-}+0.5 & 107 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 92 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 92 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 92 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 92 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 92 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 92 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 92 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 92 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 92 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 92 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 92 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 92 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 94 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 94 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 94 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 94 \\ -0.5 & 0 & 0^{-}0 & 100 \\ -0.1 & 0^{-}0 & 100 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 94 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 94 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 94 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.2 & 0^{-}0 & 94 \\ -0.3 & 0^{-}0 & 94 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 99 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 103 \\ -0.4 & 0^{-}0 & 104 \\ -0.$				-0,4	OT 0	91
$ITS/6 -S_{\max} + 2a = 8 = -0,2 = 0,0$				-0,3	OT 0	93
$ITS/10 = -S_{max} + 3a = 13 = 13 = 13 = 13 = 13 = 13 = 13 =$	ITS/6	$-S_{\text{max}} + 2a$	8	-0,2	ДО +0,5 От 0 ло ±0,5	99
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$,			-0,1	0 + 0, 3 0 + 0, 1 10 + 0, 5	103
$ITS/8 -S_{max} + 3a = 10 = -0.4 = 0.75 = -0.4 = 0.75 = 0.75 = 0.15 = 0$				0	OT + 0,3 OT + 0,2 TO + 0,5	107
$ITS/8 = -S_{\max} + 3a = 10 = -0,4 = 0,1 = 0,1 = 0,1 = 0,1 = 0,1 = 0,1 = 0,1 = 0,0,1 = 0,0,1 = 0,0,1 = 0,0,0 = 0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0$				-0.4	<u>до</u> + 0,5	02
$\begin{bmatrix} ITS/8 & -S_{\max} + 3a \\ ITS/8 & -S_{\max} + 3a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -0,3 & OT & 0 \\ DO & DO & 0 \\ DO & 0,5 \\ -0,1 & OT & 0 \\ DO & 0 \\ DO & 0 \\ DO & 0 \\ DO & 0 \\ TO & TO \\$				-0,4	до +0,1	92
$\begin{bmatrix} ITS/8 & -S_{\max} + 3a \\ ITS/8 & -S_{\max} + 3a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 10 & -0.2 & OT & 0 & 94 \\ IO & IO & 0 & 0 & 0 \\ IO & IO & 0 & 0 & 100 \\ IO & IO & 0 & 0 & 104 \\ IO & IO & 0 & 0 & 0 \\ IO & IO & 0 & 0 & 89 \\ IO & IO & 0 & 0 & 89 \\ IO & IO & 0 & 0 & 94 \\ IO & IO & 0 & 0 & 89 \\ IO & IO & 0 & 0 & 94 \\ IO & IO & 0 & 0 & 94 \\ ITS/10 & -S_{\max} + 3a & 13 & -0.2 & OT & 0 & 99 \\ IO & IO & IO & 0 & 99 \\ IO & IO & 0 & 0 & 99 \\ IO & IO & 0 & 0 & 99 \\ IO & IO & 0 & 0 & 99 \\ IO & IO & 0 & 0 & 103 \\ IO & IO & 0 & 0 & 103 \\ IO & IO & 0 & 0 & 103 \\ IO & IO & 0 & 0 & 103 \\ IO & IO & 0 & 0 & 103 \\ IO & IO & 0 & 0 & 103 \\ IO & IO & IO & 0 & 0 \\ IO & IO & IO & IO & 0 \\ IO & IO & IO & IO & 0 \\ IO & IO & IO & IO & 0 \\ IO & IO & IO & IO & 0 \\ IO & IO & IO & IO & 0 \\ IO & IO & IO & IO & 0 \\ IO & IO & IO & IO & 0 \\ IO & IO & IO & IO & IO \\ IO & IO & IO$				-0,3	От 0 до +0,5	89
$\begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$	ITS/8	$-S_{\max} + 3a$	10	-0,2	От 0 до +0,5	94
$\begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$				-0,1	От 0 до +0.5	100
$[ITS/10] -S_{max} + 3a = 13 = \begin{bmatrix} -0,4 & OT & 0 & 89 \\ 0 & 0,5 & 0 & 0 & 94 \\ -0,3 & OT & 0 & 94 \\ 0 & 0,5 & 0 & 0 & 99 \\ 0 & 0,5 & 0 & 0 & 99 \\ 0 & 0,5 & 0 & 0 & 0 & 99 \\ 0 & 0,5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & $				0	От 0 до +0,5	104
$\begin{bmatrix} ITS/10 \\ -S_{max} + 3a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -0.3 \\ -0.3 \\ -0.3 \\ -0.2 \\ -0.2 \\ -0.1 \\ 0 \\ -0.1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0.7 \\ 0.7 \\ 0.7 \\ 0.7 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ $				-0,4	OT 0	89
$\begin{bmatrix} ITS/10 & -S_{max} + 3a \\ & 13 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -0,2 & OT & 0 \\ go + 0,5 \\ -0,1 & OT + 0,1 \\ go + 0,5 \\ 0 & OT + 0,2 \\ go + 0,5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ go + 0,5 \\ 0 \\ go + 0,5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$	<i>ITS</i> /10	$-S_{\max} + 3a$	13	-0,3	OT 0	94
$ \begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$				-0,2	OT 0	99
0 Or +0,2 do +0,5 0 107				-0,1	OT + 0,1 JO + 0.5	103
				0	OT + 0,2	107
					до +0,5	

Примечание. Законы распределения отклонений размеров отверстий и валов разнотипны.

С. Ю. БЫКОВ, канд. техн. наук (ВНИИНС им. В. В. Соломатина), e-mail: mrbykov@gmail.com

Точность сверления на станке УФ-280

Приведены результаты измерений траекторий формообразования при сверлении отверстий на станке УФ-280, позволяющие установить причины увода сверла, а также круглограммы обработанного отверстия.

Ключевые слова: сверление, траектории формообразования, круглограмма, базовая окружность.

Shaping contours measuring operation results during die drilling on UF-280 machine were presented. These results allow to tell the cause of drill walking, and also to define out-of-roundness profile of machined hole.

Keywords: drilling, shaping contours, out-of-round-ness profile, reference circle.

Обработка точных отверстий более трудоемкий и сложный процесс, чем обработка наружных поверхностей, так как проходит в более тяжелых условиях и с использованием менее жесткого режущего инструмента. Повышение требований к точности обработки отверстий обусловливает применение более совершенных методов контроля выходных параметров сверлильных станков, а рекомендации используемых в настоящее время ГОСТов не отвечают современному состоянию техники и тем более не способствуют ее развитию. Существующие методы не учитывают динамические факторы и тепловые деформации, влияющие на взаимное положение и траектории формообразующих узлов, так как предназначены в основном для проведения контроля в статическом состоянии. Данная статья является продолжением ранее проведенных исследований [1, 2].

Испытания проводили на станке УФ-280. Осуществляли сверление заготовки из стали 35 твердостью 135 *HB* спиральным сверлом из быстрорежущей стали с коническим хвостовиком диаметром 10,5 мм.

В ходе испытаний регистрировали перемещения осей шпинделя и сверла в горизонтальной плоскости по двум взаимно перпендикулярным осям. С помощью разработанного программного обеспечения получили математическую модель расчета траекторий осей шпинделя и сверла.

Траектории оси сверла при глубине сверления h = 0; 5 и 16 мм и скоростях резания v = 33,9; 49,5; 83 и 114 м/мин приведены соответственно на рис. 1, *a*—*e*. Траектории имеют форму неправиль-



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

Выводы

1. Предложенный метод межгрупповой взаимозаменяемости обеспечивает заданную точность соединений деталей машин при относительно невысокой точности сопрягаемых поверхностей и исключает или существенно снижает зависимость сборки от законов распределения отклонений размеров отверстий и валов, их количественных параметров и асимметрии.

2. Определены параметры сборки соединений методом межгрупповой взаимозаменяемости, повышающие точность на один или два квалитета при нулевой вероятности некомплектных деталей, в том числе для условий мелкосерийного производства.

3. Предлагаемый метод обеспечения точности в соединениях деталей справедлив и для посадок с натягом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Маталин А. А.** Технология машиностроения. СПб.: Лань, 2008. 512 с.

2. Набатников Ю. Ф., Сизова Е. И. Моделирование процесса сборки соединений деталей машин на ЭВМ // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 3. С. 17—19.

ного треугольника с закругленными углами, которая определяется кинематическими воздействиями со стороны нижней опоры шпинделя. На траекторию оси в первую очередь влияет форма дорожки качения наружного кольца подшипника, которая, видимо, имеет явно выраженную трехгранность, меньшее влияние оказывает форма дорожки качения внутреннего кольца и еще меньшее — отклонения от круглости тел качения.

Траектория оси сверла при h = 0, т. е. при холостом ходе, значительно меньше траектории при резании. Это указывает на то, что при резании сверло изгибается под действием поперечной составляющей силы резания. Кроме того, траектория при резании смещается относительно траектории при холостом ходе. Это объясняется тем, что сверло начинает врезаться не в точке, соответствующей теоретической оси сверла, а с отклонением от нее. При этом точка начала сверления может находиться в любой точке траектории холостого хода. Это доказывает то, что траектории при резании смещаются относительно траектории холостого хода в произвольном направлении (см. рис. 1). Начальное смещение оси сверла и есть начало его увода, который увеличивается с увеличением глубины сверления.

Сравнивая траектории оси сверла, видим, что с увеличением глубины сверления их форма практически не изменяется, но они несколько смещаются, что и подтверждает наличие увода сверла. Следует отметить, что наибольший размер траектории оси шпинделя не превышает 37 мкм, тогда как размер траектории оси сверла составляет 193 мкм, т. е. ось шпиндель—сверло движется по криволинейному конусу с перекосом в опорах шпинделя.

Стандарт DIN ISO 1101 рекомендует четыре варианта определения базовой окружности; MZC, LSC, M1C, MCC [3, 4]. В машиностроении наиболее применяемым является вариант LSC, в соответствии с которым базовая окружность определяется как окружность с минимальной суммой квадратов расстояний от центра до профиля сечения отверстия. Координаты центра базовой окружности оп-

ределяют по формулам: $a = 2 \sum_{i=1}^{n} X_i/n$; $b = 2 \sum_{i=1}^{n} Y_i/n$,

где a и b — смещения центра базовой окружности относительно центра построения траектории соответственно по осям X и Y; n — число точек построения траектории.

Радиус базовой окружности определяют по фор-

муле [5, 6]: $R = \sum_{i=1}^{n} R_i/n$, где R_i — текущий радиус

точек траектории.

Полученные расчетом базовые окружности позволяют наглядно сравнить различные траектории. На рис. 2 приведены зависимости изменения ра-



диуса R_{б.о} базовой окружности траектории оси сверла от глубины *h* сверления. Можно сделать следующий вывод. При переходе с режима холостого хода на режим резания с увеличением глубины сверления, в момент когда главные режущие кромки инструмента начинают полностью резать металл, траектории как оси шпинделя, так и оси сверла значительно изменяются, т. е. изменяются их размеры и смещения. При этом радиус базовой окружности траектории оси сверла составляет 60÷70 мкм, и с повышением скорости резания он увеличивается. Отметим, что радиусы базовых окружностей оси сверла при разных скоростях резания отличаются не более, чем на 25 мкм. Центры базовых окружностей и оси шпинделя, и оси сверла при врезании также значительно смещаются: ось шпинделя до 7 мкм, ось сверла — до 180 мкм.

При установившемся резании траектория формообразования оси сверла изменяется значительно меньше, что говорит о стабилизации процесса при изменении глубины сверления. Радиус базовой окружности траектории оси шпинделя при глубине сверления от 4 до 18 мм изменяется не более, чем на 2,5 мкм, а радиус базовой окружности сверла не более, чем на 35 мкм. Смещение центра базовой окружности оси сверла зависит от скорости резания. Если при v = 36,9 м/мин оно составляет 10 мкм, то с ее увеличением возрастает и при v = 114 м/мин достигает 70 мкм. Следовательно, можно сделать два вывода: 1) увод сверла закладывается на этапе врезания сверла в заготовку и в процессе обработки Д. В. АРДАШЕВ, канд. техн. наук (ФГБОУ ВПО "Южно-Уральский ГУ", г. Челябинск), e-mail: dva79@inbox.ru

Основы групповой технологии шлифования

Рассмотрены аспекты создания методики группового проектирования операций шлифования на основе эталонных технологических эксплуатационных паспортов шлифовальных кругов и системы прогнозных моделей.

Ключевые слова: шлифование, шлифовальный круг, групповое проектирование, технологический эксплуатационный паспорт.

Facets of glazing operation group design strategy development were considered. The design strategy is based on standard technological performance descriptors of glazers and forecast model system.

Keywords: glazing, glazer, group design, technological performance descriptor.

Традиционное решение эффективного режимно-инструментального оснащения абразивной обработки осуществляется в соответствии с нормативными документами, рекомендации которых предполагают, что обработку деталей, отличающихся по точности, шероховатости, бесприжоговости и другим показателям, следует выполнять шлифовальными кругами с разными эксплуатационными характеристиками на определенных режимах обработки [1, 2]. На практике границы применяемости шлифовальных кругов несколько размыты. Сочетание эксплуатационных показателей шлифовального круга с режимами эксплуатации позволяет, изменяя режимы резания, получать поверхности с разными шероховатостью и точностью при разных производительности и износе инструмента [3]. Маркировка шлифовального круга содержит сведения о его форме, размерах и эксплуатационных показателях: материале абразивных зерен, их размерах, объемном соотношении зерен, связки и пор, виде связки, о точности обработки данным шлифовальным кругом, дисбалансе, допустимой скорости резания. То есть производители абразивного инструмента не дают рекомендаций по его применению, в связи с чем на машиностроительных предприятиях абразивные инструменты нередко эксплуатируют нерационально.

Достоверным источником информации об эксплуатационных свойствах инструмента является стендовое испытание с последующей обработкой полученных показателей, на базе которых составляется технологический эксплуатационный паспорт инструмента, отражающий его технологические возможности. Данная информация при проектировании операций шлифования облегчает решение таких технологических задач, как выбор инструмента, назначение режима шлифования, определение периода стойкости шлифовального круга, и позволяет сравнить инструменты разных производителей [3, 4].

На основании уже существующих многовариантных решений по сочетаемости параметров обрабатываемой детали, параметров инструмента и

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

только увеличивается; 2) при врезании происходит изгиб сверла, который может достигать 37 мкм.

По окончании экспериментов были проведены метрологические измерения. Для записи круглограмм использовали кругломер тина КД-290 класса точности 2 завода "Калибр". Допустимая радиальная погрешность прибора — 0,12 мкм. Были сняты три круглограммы поперечных сечений отверстия при глубине сверления 3 (рис. 3, a), 10 (рис. 3, δ) и 20 мм (рис. 3, в) от верхнего торца заготовки. Все круглограммы имеют явно выраженную трехгранность, что вполне соответствует форме траекторий оси сверла. Наложение траекторий показало, что их формы практически одинаковые, а размеры разные. При врезании сверла в заготовку наблюдаются повышенные отклонения от крутости, которые после стабилизации процесса уменьшаются и величина разбивки сокращается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Юркевич В. В., Соколов А. В., Быков С. Ю. Исследование точности сверления отверстий на фрезерном станке УФ-280 // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 50-54.

2. Юркевич В. В., Быков С. Ю., Емельянов П. Н. Измерение траекторий формообразования при сверлении // Измерительная техника. 2006. № 8. С. 31—33.

3. **Юркевич В. В.** К вопросу точности токарной обработки // Вестник машиностроения. 2004. № 2. С. 46—52.

4. Юркевич В. В. Корреляционные зависимости между показателями точности при токарной обработке // СТИН. 2010. № 7. С. 36, 37.

5. **Юркевич В. В.** Геометрический образ в продольном сечении детали, обрабатываемой на токарном станке // Контроль. Диагностика. 2007. № 5. С. 52—61.

6. Юркевич В. В., Схиртладзе А. Г. Обеспечение точности детали в продольном сечении при токарной обработке // Ремонт, восстановление, модернизация. 2009. № 5. С. 33—36.

технологических показателей в качестве основного алгоритма проектирования групповой технологии шлифования на базе технологического эксплуатационного паспорта инструмента принят порядок проектирования, заложенный в общемашиностроительных нормативах на режимы шлифования [1, 2]: для конкретных условий обработки разработаны режимно-инструменальные рекомендации, а на измененные условия обработки вводится комплекс математических моделей, позволяющих учитывать как можно больше технологических параметров проектируемой операции. Таким образом, режимно-инструментальное оснащение проектирования групповой технологии шлифования можно представить тремя блоками: 1 — эталонные технологические паспорта; 2 — сертификационные испытания шлифовальных кругов; 3 — прогнозные модели эксплуатационных показателей.

Эталонные технологические паспорта

Блок 1 подразумевает создание комплекта типовых решений по режимно-инструментальному оснащению операций шлифования кругом с конкретной характеристикой в конкретных технологических условиях в виде технологических эксплуатационных паспортов для ограниченной номенклатуры шлифовальных кругов. К настоящему моменту данный блок уже реализован — создан комплекс эксплуатационных показателей, адекватный физическим процессам, происходящим в зоне шлифования; на базе круглошлифовального станка разработан испытательный стенд, оборудованный специальными измерительными контурами, которые позволяют в процессе работы инструмента регистрировать его эксплуатационные показатели; создан комплект эталонных технологических паспортов. Изданы методика по разработке технологического эксплуатационного паспорта и методики решения технологических задач на их базе, которые прошли успешную апробацию на ряде машиностроительных предприятий [5-7].

Сертификационные испытания шлифовальных кругов

Решается задача получения сведений по эксплуатационным показателям различных шлифовальных кругов, работающих в разных технологических условиях, или в соответствии с производственными условиями потребителя абразивной продукции, или в соответствии с требованиями нормативнотехнической документации. Реализация данного блока позволит создать систему сертификации качества шлифовальных кругов на основе их эксплуатационных показателей [8].

Прогнозные модели эксплуатационных показателей

Создание прогнозных моделей эксплуатационных показателей шлифовальных кругов для разработки нормативных рекомендаций по выбору инструмента и назначению режимов шлифования позволит существенно расширить область применения эталонных технологических паспортов.

Научно-исследовательские работы по реализации блоков 2 и 3 поднимут проектирование операций шлифования на новый уровень, что позволит одним шлифовальным кругом обрабатывать детали, отличающиеся не только конструкцией, но и материалом. Комплект эталонных технологических паспортов шлифовальных кругов в совокупности с прогнозными моделями их эксплуатационных показателей составит основу группового проектирования операций шлифования для широкой номенклатуры обрабатываемых материалов на основе эксплуатационных возможностей инструмента с учетом требуемого качества обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Общемашиностроительные нормативы режимов резания для технического нормирования работ на металлорежущих станках. Ч. 3. Протяжные, шлифовальные и доводочные станки. М.: Изд-во ЦБНТ при НИИ Труда, 1978. 360 с.

2. Режимы резания на работы, выполняемые на шлифовальных и доводочных станках с ручным управлением и полуавтоматах: Справочник / Д. В. Ардашев, Д. Е. Анельчик, Г. И. Буторин и др. Челябинск: АТОКСО, 2007. 384 с.

3. **Ардашев Д. В.** Оценка работоспособности шлифовального круга по комплексу эксплуатационных показателей / Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск. 2005. 251 с.

4. **Ардашев Д. В.** Основные задачи, решаемые на базе технологического эксплуатационного паспорта шлифовального круга // Проведение научных исследований в области машиностроения: Сб. материалов Всероссийской науч.-техн. конф. с элементами научной школы для молодежи. Ч. 2. Тольятти: ТГУ, 2009. С. 92—98.

5. СТП 774-04—2004. Круги шлифовальные. Эксплуатационные показатели. Челябинск: Уральский НИИ абразивов и шлифования, 2004. 32 с.

6. **РТМ.** Круги шлифовальные. Методика разработки технологического эксплуатационного паспорта. Челябинск: Уральский НИИ абразивов и шлифования, 2004. 16 с.

7. **РТМ.** Круги шлифовальные. Методика работы с технологическим эксплуатационным паспортом. Челябинск: Уральский НИИ абразивов и шлифования, 2004. 24 с.

8. **Ардашев Д. В.** Сертификация качества шлифовального круга на основе его технологического эксплуатационного паспорта / Сб. научн. тр. "Прогрессивные технологии в машиностроении". Челябинск: ЮУрГУ, 2010. С. 125—128. В. Г. ШАЛАМОВ, д-р техн. наук, Д. А. САВЕЛЬЕВ,

С. Д. СМЕТАНИН, канд. техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: ponchik74@yandex.ru

Получение порошковых материалов ротационным точением

Рассмотрено получение порошковых материалов ротационным точением, разработана математическая модель процесса и конструкция инструмента.

Ключевые слова: резание, ротационное точение, порошок, порошковая металлургия, параметры частицы.

Powdered material production through rotary sharpening was considered. Process mathematical model and tool construction were developed.

Keywords: cutting action, powder, metal powder industry, participle features.

Порошковая металлургия позволяет получать материалы с заданными свойствами. Данным методом изготовляют широкий ассортимент изделий. Исходным материалом для получения порошков могут быть цветные и черные металлы, их сплавы, а также металлопластики.

Порошки получают химическими и механическими способами. К химическим способам относятся: восстановление солей и окислов твердыми или газообразными восстановителями; диссоциация карбонилов и неустойчивых соединений; металлотермия. Недостаток химических способов заключается в изменении химических и физико-механических показателей получаемых порошков. К механическим способам получения порошка относятся измельчение металла резанием; размол в шаровых, вибрационных, конусно-инерционных и других мельницах и дробилках; распыление жидкого металла струей пара, газа, воды¹. Такие способы, как размол в мельницах и дробилках, являются малоуправляемыми и позволяют измельчать только хрупкие материалы. Распыление металла — очень энергозатратный способ. Выбор способа получения порошка определяется возможностью получения его необходимого качества и экономической целесообразностью.

Для измельчения материалов резанием в основном применяют ножевые и фрезерные дробилки. Достоинствами данных способов являются: возможность перерабатывать отходы производств, получать порошки как из хрупких, так и вязких материалов.

Получение порошков ротационным точением относится к ме-



Рис. 1. Ротационный резец



Рис. 2. Схема установки резца

ханическим способам. В качестве инструмента используют ротационный резец (рис. 1), который состоит из державки *1* и вилки *2*; вилка может поворачиваться в посадочном отверстии державки и фиксироваться в требуемом положении. На оси *3* вилки *2* находится режущая чашка *4*. Ось *3* свободно вращается в опорах вилки ротационного резца. Режущая чашка представляет собой диск, по контуру которого выполнены зубья.

Заготовка, совершая вращательное движение со скоростью v_3 , приводит во вращение режущую чашку, установленную относительно оси заготовки под углом λ (рис. 2). Так как чашка и заготовка вращаются не одинаково, происходит срезание элемента с заготовки. В процессе резания инструмент совершает относительно заготовки винтовое движение. При повороте заготовки на угол у режущая чашка отклоняется от исходного положения, поворачиваясь на угол ϕ вокруг своей оси и смещаясь на величину $S_{\Psi}/360$ по оси Zзаготовки (рис. 3, а). Так как оси режущей чашки и заготовки скрещиваются под углом λ , углы φ и ψ при отсутствии относительного скольжения связаны выражением

$$\varphi = \frac{\Psi}{\cos \lambda r/R},\tag{1}$$

где r — радиус режущей чашки; R — радиус заготовки до точки контакта с вершиной зуба режущей чашки (рис. 3, δ).

Для управления ротационным резанием необходима математическая модель процесса. Элементы — частицы получаемого порошка, срезаются в результате пересечения траекторий движения заготовки и зубьев режущей чашки. Рассмотрим траекторию движения зуба режущей чашки относительно поверхности заготовки. Сначала будем рассматривать зуб режущей чашки как

¹ Металлические порошки и порошковые материалы / Б. И. Бабич, Е. В. Вершина, В. А. Глебов и др. Под ред. Ю. В. Левинского. М.: ЭКОМЕД, 2005. 520 с.



Рис. 3. Схема ротационного резания



Рис. 4. Траектории движения зубьев (а — без сдвига; б — со сдвигом)

точку, соответствующую вершине зуба. Заготовку расположим в неподвижной системе координат XYZ (см. рис. 3). Ось заготовки направим по оси Z, ось X в исходном положении совпадает с линией межосевого расстояния заготовки и режущей чашки. Режущую чашку свяжем с системой координат $X_1 Y_1 Z_1$. Начало O_1 системы координат совпадает с центром окружности передней поверхности режущей чашки, ось Z_1 — с осью чашки, а ось X_1 в исходном положении направлена по оси Х. Для наглядности введем промежуточную систему координат $X_2Y_2Z_2$, связанную с режущей чашкой. Начало (точка O_2) системы координат $X_2 Y_2 Z_2$ совпадает с началом системы координат $X_1 Y_1 Z_1$. Ось Z_2 повернута относительно оси Z_1 на угол λ , а ось X₂ совпадает с осью X₁.

Запишем уравнения связи систем координат заготовки и режущей чашки:

$$\begin{cases} X_{2} = r\cos\varphi; \\ Y_{2} = -r\sin\varphi; \\ Z_{2} = 0; \end{cases}$$
(2)
$$\begin{cases} X_{1} = X_{2}; \\ Y_{1} = Y_{2}\cos\lambda + Z_{2}\sin\lambda; \\ Z_{1} = Z_{2}\cos\lambda + Y_{2}\sin\lambda; \end{cases}$$
(3)
$$\begin{cases} X = X_{1}\cos\varphi - Y_{1}\sin\varphi + \\ + (R+r)\cos\varphi; \\ Y = Y_{1}\cos\varphi + X_{1}\sin\varphi + \\ + (R+r)\sin\varphi; \\ Z = Z_{1} + S\varphi/360. \end{cases}$$
(4)

Отрезание элементов от заготовки осуществляется несколькими зубьями. Допустим, что на режущей чашке *z* зубьев. Тогда координаты вершины произвольного зуба режущей чашки определяются выражениями

$$\begin{cases} X_2 = r\cos(\varphi - \varepsilon_i); \\ Y_2 = -r\sin(\varphi - \varepsilon_i); \\ Z_2 = 0, \end{cases}$$
(5)

где $\varepsilon_i = \varepsilon(i - 1)$ — угловое положение *i*-го зуба; $\varepsilon = 360/z$ — угловой шаг зубьев; *i* — порядковый номер зуба.

Подставив выражения (1)—(3) и (5) в уравнение (4), получим систему уравнений траектории движения вершины любого зуба режущей чашки:

$$\begin{cases} X = \left(r\cos\varphi - \frac{360(i-1)}{z}\right) \times \\ \times \cos\left(\varphi\cos\lambda\frac{r}{R}\right) - \\ -\left(\left(-r\sin\varphi - \frac{360(i-1)}{z}\right)\cos\lambda\right) \times \\ \times \sin\left(\varphi\cos\lambda\frac{r}{R}\right) + \\ + \left(R+r\right)\cos\left(\varphi\cos\lambda\frac{r}{R}\right); \end{cases} \\Y = \left(\left(-r\sin\varphi - \frac{360(i-1)}{z}\right)\cos\lambda\right) \times \\ \times \cos\left(\varphi\cos\lambda\frac{r}{R}\right) + \\ + \left(r\cos\varphi - \frac{360(i-1)}{z}\right) \times \\ \times \sin\left(\varphi\cos\lambda\frac{r}{R}\right) + \\ + \left(R+r\right)\sin\left(\varphi\cos\lambda\frac{r}{R}\right); \end{cases} \\Z = -\left(-r\sin\varphi - \frac{360(i-1)}{z}\right) \times \\ \times \sin\left(\varphi\cos\lambda\frac{r}{R}\right) + S\frac{\left(\varphi\cos\lambda\frac{r}{R}\right)}{360}. \end{cases}$$

В общем случае траектории движения зубьев режущей чашки смещены относительно друг друга на некоторую величину. Рассмотрим два положения траекторий. Вариант 1: при каждом по-

Серия статей "Моделирование технологических процессов обработки материалов в системе Marc (CAD/CAE)"

УДК 621.983.3:658.512.001.57

В. А. ЖАРКОВ, д-р техн. наук (г. Москва), e-mail: zharkov@netbynet.ru

Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Часть 4. Вытяжка осесимметричной детали без утонения стенки*

Представлены аналитические зависимости для расчета напряженно-деформированного состояния заготовки при вытяжке осесимметричной детали без утонения стенки и методология моделирования данного процесса в системе Marc.

Ключевые слова: вытяжка, осесимметричная деталь, заготовка, напряженно-деформированное состояние, моделирование, система Marc.

Analytic dependences for stress-deformation state design of blank part during extension of axisymmetric part without wall necking and this process modeling strategy in Marc system were presented.

Keywords: extension, axisymmetric part, blank part, stress-deformation state, modeling, Marc system.

Теория вытяжки детали из листовой заготовки

Рассмотрим процессы вытяжки деталей дном вверх на прессе простого действия с подушкой или на многопозиционном прессе-автомате (рис. 1, *a*) и

* Продолжение. Начало в № 8÷10 за 2012 г.

дном вниз на прессе двойного действия (рис. 1, δ). Процесс вытяжки разобьем на большое число элементарных этапов. Площадь срединной поверхности заготовки между центрами O_1 и O_2 скругления кромок, например, осесимметричных пуансона и матрицы до формоизменения составляла $A_0 = \pi (x_{O_2}^2 - x_{O_1}^2)$. После перемещения матрицы или пуансона на величину Δh поверхность между точками O_1 и O_2 увеличилась до A_1 на втянутое из фланца приращение $\Delta A = A_1 - A_0$. Площадь A_1 состоит из нескольких поверхностей. Из уравнения $\Delta A = \pi x_{O_2}^2 - \pi (x_{O_2} - \Delta u_0)^2$ определим приращение Δu_0 перемещения точки *B* на внутреннем контуре фланца радиуса r₀ и решим задачу по определению напряженно-деформированного состояния (НДС) в очаге деформации фланца, т. е. между прижимными поверхностями матрицы и прижима штампа, на *і*-м этапе вытяжки. Контуры неосесимметричных в плане пуансона и матрицы разобьем на от-



Рис. 5. Зависимости изменения ширины *a* порошка от угла λ наклона и числа *z* зубьев режущей чашки (*a* и δ), высоты *b* порошка от глубины *t* резания (*b*) и толщины *c* порошка от подачи *S* (*c*) при постоянных других параметрах резания

следующем проходе зубья инструмента идут след в след (рис. 4, *a*). В этом случае расчет параметров получаемого порошка не требуется, поскольку они полностью определяются размером и формой зубьев режущей чашки. Вариант 2: проходы между зубьями смещены относительно друг друга на полшага (рис. 4, δ). На рисунке показаны граничные проходы, цветом — частицы порошка в установившемся процессе.

Параметры частиц порошка: ширина a — приращение по оси X (a = dx); высота b — приращение по оси Y(b = dy); толщина *с* прямо пропорциональна подаче. На рис. 5 показаны зависимости изменения параметров порошка *a*, *b* и *c* от исходных значений λ , *z*, *t* и *S* что и обусловливает возможность получения порошка заданных параметров.



Рис. 1. Схемы вытяжки детали из листовой заготовки с плоским прижимом на прессе простого (а) или двойного (б) действия

резки и дуги, для каждого отрезка рассчитаем A_0 , $A_1, \Delta A, \Delta u_0$. В точках сопряжения отрезков параметры усредняются. Сначала заготовка деформируется упруго, затем отдельные элементы заготовки начинают переходить в пластическое состояние. Рассмотрим аналитическое решение задачи упругого деформирования для *j*-го этапа обработки кольцевой или конической заготовки, например фланца *ТВ* (см. рис. 1), которое можно использовать для оценки точности численного решения. Принимаем следующую расчетную модель плоского напряженного состояния: сила Q прижима со стороны подушки пресса, деленная на площадь A_f фланца $(q = Q/A_f)$, намного меньше предела текучести заготовки, поэтому значением q можно пренебречь и принять $\sigma_z = 0$. С учетом симметрии основные зависимости в соответствии с теорией упругости в полярной системе координат имеют вид:

$$\frac{\mathrm{d}\sigma_r}{\mathrm{d}r} + \frac{\sigma_r - \sigma_t}{r} = 0; \tag{1}$$

$$\varepsilon_r = \frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}r}; \quad \varepsilon_t = \frac{u}{r}; \quad \sigma_r = \frac{E}{1 - v^2} (\varepsilon_r + v\varepsilon_t);$$
$$\sigma_t = \frac{E}{1 - v^2} (\varepsilon_t + v\varepsilon_r), \tag{2}$$

где *E* — модуль упругости; v — отношение поперечной деформации к продольной.

Подставив уравнения (2) в уравнение (1), получим дифференциальное уравнение для приращения радиального перемещения *и* точки с координатой *r*, общее решение которого имеет вид: u = Cr + G/r. Используя первое граничное условие, согласно которому $u = \Delta u_0$ при $r = r_0$, получим: $\Delta u_0 = Cr_0 + G/r_0$. По контуру заготовки исходного радиуса R_0 , который после каждого *j*-го этапа деформирования уменьшается до R_j , как правило, $\sigma_r = 0$ (см. рис. 1), тогда $C(1 + v) - G(1 - v)/R^2 = 0$. Если по контуру торца заготовки действует инструмент (например жидкость, полиуретан и т. п.), то необходимо задать $\sigma_r = \sigma_k$, тогда получим уравнение другого вида.

Определив *C* и *G* из вышеприведенных уравнений, получим зависимость *u* для точек заготовки радиуса $r_0 \le r \le R$ на *j*-м этапе обработки:

$$u = \frac{\Delta u_0}{r_0} \left[r - C_{el} \left(r - \frac{r_0^2}{r} \right) \right],$$

где
$$C_{el} = \frac{K_0^2(1+\nu)}{1-\nu+K_0^2(1+\nu)}$$
 $(K_0 = R/r_0).$

Рассчитаем приращения радиальной (ε_r) и тангенциальной (ε_l) деформаций, приращения растягивающего радиального (σ_r) и сжимающего тангенциального (σ_l) напряжений, приращение перемещения $u_{R, i}$ контура заготовки текущего радиуса, т. е. R_{j-1} , и новый радиус заготовки после завершения *j*-го этапа обработки $R_j = R_{j-1} - u_{R,j}$. На следующем этапе обработки (*j* + 1) задаем приращение хода инструмента, для нового этапа определяем приращения перемещений, деформаций, напряжений и интенсивности напряжений по приведенным выше аналитическим зависимостям и суммируем их со значениями, полученными для предыдущих этапов.

На определенном этапе обработки в точке *B* на внутреннем контуре фланца радиуса $r = r_0$ накопленная интенсивность напряжений $\overline{\sigma} = \sqrt{\sigma_r^2 - \sigma_r \sigma_t + \sigma_t^2}$ сравняется с напряжением текучести σ_s : $\overline{\sigma} = \sigma_s$, которое при упругом деформировании без учета упрочнения заготовки равно пределу текучести $\sigma_{\rm T}$. Для аналитического решения задачи пластического деформирования кольцевой или конической заготовки получены следующие варианты.

Вариант 1. Подставив зависимости:

$$\sigma_r = 2\sigma_s / \sqrt{3} \cos(\omega - \pi/6)$$

$$\mu \sigma_i = 2\sigma_s / \sqrt{3} \cos(\omega + \pi/6), \qquad (3)$$

которые удовлетворяют условию $\overline{\sigma} = \sigma_s$, в уравнение (1) и проинтегрировав его, получим:

$$r^2 = \frac{\exp(\sqrt{3}\omega)}{C^2 \sin\omega},$$

где $\omega = \omega(r)$ — искомая функция.

Постоянную *C* находим из условия $\sigma_r = \sigma_k$ при $r = R_j$; как правило, $\sigma_k = 0$ (см. рис. 1) и $\omega_k = 2/3\pi$. Подставив *C*, получим уравнение

$$\omega = \omega_k + \frac{1}{\sqrt{3}} \ln \left(\frac{r^2}{R_i^2} \frac{\sin \omega}{\sin \omega_k} \right) = f(\omega),$$

которое решается методом итераций с высокой точностью (первое приближение можно задать $\omega = \pi/2$). Для исследования деформированного состояния заготовки воспользуемся уравнением связи приращений радиальной d ε_r и тангенциальной d ε_t деформаций с напряжениями:

$$\frac{\mathrm{d}\varepsilon_r}{\mathrm{d}\varepsilon_t} = \frac{2\sigma_r - \sigma_t}{2\sigma_t - \sigma_r},$$

где $d\varepsilon_r = \frac{d(\Delta u)}{dr}$; $d\varepsilon_t = \frac{\Delta u}{r}$; Δu — приращение ради-

ального перемещения точки заготовки текущего радиуса *r*.

Подставив выражения (3) и проинтегрировав полученное уравнение с учетом условия $\Delta u = \Delta u_0$ и $\omega = \omega_0$ при $r = r_0$, получим:

$$\Delta u = \Delta u_0 \sqrt{\frac{\sin \omega_0}{\sin \omega}} \exp\left[-\sqrt{3}(\omega - \omega_0)\right]$$

По последней формуле определяем приращение $\Delta u_{R, j}$ перемещения контура заготовки текущего радиуса R_{j-1} и новый радиус заготовки после завершения *j*-го этапа обработки: $R_j = R_{j-1} - \Delta u_{R, j}$.

Из условия несжимаемости $d\varepsilon_r + d\varepsilon_t + d\varepsilon_z = 0$ определяем приращение третьей деформации по оси *z*: $d\varepsilon_z = -d\varepsilon_r - d\varepsilon_t$. Из уравнения $d\varepsilon_z = ds/s$ определяем изменение толщины: $ds = sd\varepsilon_z$, а также толщину $s_j = s_{j-1} + ds_j$ в разных точках заготовки для *j*-го этапа. Приращение интенсивности деформаций рассчитываем по формуле

$$d\overline{\varepsilon} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{d\varepsilon_r^2 + d\varepsilon_r d\varepsilon_t + d\varepsilon_t^2}$$

Полная (накопленная) интенсивность деформаций $\bar{\varepsilon}$ в любой точке заготовки на *j*-м этапе обработки (например при *j* = *N*) складывается из приращений d $\bar{\varepsilon}_{j}$ интенсивности деформаций на всех

предыдущих этапах: $\bar{\varepsilon} = \sum_{j=1}^{N} d\bar{\varepsilon}_{j}$. В итоге расчет

НДС в точке заготовки радиуса *r* на *j*-м этапе обработки выполняется следующим образом. Задаем приращение Δh инструмента и по приведенным выше формулам последовательно рассчитываем Δu_0 и ω_0 при $r = r_0$, ω для заданного значения *r*, Δu , $d\varepsilon_r$, $d\varepsilon_i$, σ_r , σ_{θ} , а также σ'_{rB} в точке *B* радиуса r_0 . На следующем этапе обработки (*j* + 1) задаем приращение хода инструмента, определяем приращения перемещений и деформаций и суммируем их с полученными значениями для предыдущих этапов, рассчитываем напряжения для тех же точек заготовки, перемещающихся к оси штампа.

На каждом этапе обработки напряжение текучести рассчитываем с учетом упрочнения по формуле [1]

$$\sigma_s = \sigma_{\rm T} + \sigma_{\rm B} (1 + \delta_{\rm p}) \bar{\varepsilon}^n. \tag{4}$$

Показатель *n* степени упрочения определяем из условия, что при испытании на растяжение в момент начала образования шейки на образце $\sigma_s = \sigma_{BL} = \sigma_B(1 + \delta_p)$ и $\bar{\epsilon} = \ln(1 + \delta_p)$. После логарифмирования получим:

$$n = \ln\{1 - \sigma_{\rm T}/[\sigma_{\rm B}(1 + \delta_{\rm p})]\}/\ln[\ln(1 + \delta_{\rm p})].$$

Модуль упругости *E*, действительный предел прочности $\sigma_{\rm Bd} = \sigma_{\rm B}(1 + \delta_{\rm p})$, пределы прочности $\sigma_{\rm B}$ и текучести $\sigma_{\rm T}$ (или условный предел $\sigma_{0,2}$) и отно-

сительное равномерное удлинение δ_p определяем по ГОСТ 11701—84 и ГОСТ 1497—84.

Интенсивность $\bar{\varepsilon}$ деформаций можно найти приближенно из условия ее равенства относительной тангенциальной деформации: $\bar{\varepsilon} \approx \varepsilon_t$. На *j*-м этапе вытяжки радиус R_{j-1} наружного контура фланца уменьшается до радиуса R_j , радиус любого выделенного элемента фланца также уменьшается от исходного (r_{j-1}) до текущего значения *r*. Из условия равенства площадей полученных двух элементарных круговых колец с радиусами R_{j-1} , R_j и r_{j-1} , *r* находим r_{j-1} и определяем

$$\overline{\varepsilon}_{j} \approx \varepsilon_{t, j} = (r_{j-1}\theta - r\theta)/(r_{j-1}\theta) =$$
$$= 1 - r/\sqrt{R_{j-1}^{2} + r^{2} - R_{j}^{2}}$$

или на внутреннем контуре фланца радиуса $r = r_0$:

$$\overline{\varepsilon}_{j} = 1 - r_0 / \sqrt{R_{j-1}^2 + r_0^2 - R_j^2}$$

Отметим, что на *j*-м этапе при увеличении толщины от s_0 до s_j и смещении от R_0 до R_j на краю заготовки, где $\sigma_r = 0$, $\sigma_z \approx 0$ и логарифмические деформации $\varepsilon_z = \ln(s_j/s_0)$ и $\varepsilon_{\theta} = \ln(R_j/R_0)$, имеет место линейное сжатие $\varepsilon_r = \varepsilon_z = -1/2\varepsilon_{\theta}$, тогда $s_j = s_0 \sqrt{R_0/R_j}$. После втягивания от R_0 до $R_{pm} =$ $= (R_p + R_m)/2$ всего фланца в зазор между пуансоном радиуса R_p и матрицей радиуса R_m конечная толщина края вытянутой детали приближенно составит:

$$s_k = s_0 \sqrt{R_0/R_{pm}} = s_0 \sqrt{K}$$
, (5)

где $K = 2R_0/d$ — коэффициент вытяжки (R_0 — радиус заготовки, $d = 2R_{pm}$ — средний диаметр стенки детали).

Все этапы вытяжки разбиваем на четыре группы, определяющие стадии обработки. Первая стадия — от начала деформации заготовки до момента, когда центр О2 скругления кромки матрицы совпадет по горизонтали с центром О1 скругления кромки пуансона, т. е. при вытяжке детали с вертикальной или близкой к вертикальной стенкой охват заготовкой кромок пуансона и матрицы будет завершен. На данной стадии глубина вытяжки $h \leq r_p + r_m + s$. Сечение обрабатываемой заготовки делим на пять участков (см. рис. 1): 1) фланец ТВ, где находится очаг деформации; 2) участок ВМ, контактирующий с кромкой матрицы; 3) наклонный участок МР, деформирующийся без воздействия поверхностных сил в зазоре между пуансоном и матрицей; 4) участок РА, контактирующий с кромкой пуансона; 5) дно вытягиваемой детали участок AG, контактирующий с торцом пуансона и деформируемый незначительно.

Для первой стадии обработки определяем напряжение σ_r , имеющее место в первых четырех участках, используя в качестве граничных условий равенство σ_r на границе смежных участков. На границе первого участка, а именно на внутреннем контуре фланца радиуса r_0 , к σ'_{rB} в точке *B* добавляем поправку $\Delta \sigma_{fr}$ на трение при перемещении фланца между прижимными поверхностями матрицы и прижима штампа:

$$\Delta \sigma_{fr} = 2\mu Q / (2\pi r_0 s), \tag{6}$$

где μ — коэффициент трения заготовки о штамп; значения μ и Q берем из справочников.

Из формулы (6) получим: $\sigma_{rB} = \sigma'_{rB} + \Delta \sigma_{fr}$. Отметим, что в процессе обработки заготовка на наружном контуре фланца утолщается, а на внутреннем — становится тоньше. Однако прижим штампа под действием силы Q от подушки пресса упруго изгибается в сторону утонения заготовки, в результате чего относительно равномерно контактирует со всей поверхностью фланца. Поэтому силы трения $F'_{fr} - F''_{fr} = \mu Q$ отнесены к площади сечения $2\pi r_0 s$.

Вариант 2. Напряжение σ'_{rB} определяем, решая совместно уравнение равновесия (1) и более простое (но менее точное), чем уравнение $\overline{\sigma} = \sigma_s$, уравнение пластичности

$$\sigma_r - \sigma_\theta = \sigma_s. \tag{7}$$

После интегрирования с учетом того, что $\sigma_r = 0$ при $r = R_j$, получим: $\sigma_r = \sigma_s \ln(R_j/r)$, или для $r = r_0$: $\sigma'_{rB} = \sigma_s \ln(R_j/r_0)$. Для определения $\sigma_{rB} \kappa \sigma'_{rB}$ добавим уравнение (6), а $\sigma_{\theta B}$ находим из уравнения (7). Из уравнения связи напряжений и накопленных за все *j*-е этапы деформаций $\sigma_r/\sigma_{\theta} = (\varepsilon_r - \varepsilon_z)/(\varepsilon_{\theta} - \varepsilon_z)$ можно найти поле деформаций. Радиус $r_{s \ 0, \ j}$, разграничивающий зону утолщения фланца от зоны утонения, можно установить, подставив $r = r_{s \ 0, \ j}$: $\sigma_r = \sigma_s \ln(R_j/r_{s \ 0, \ j})$; $\sigma_{\theta} = \sigma_r - \sigma_s$ и используя условие плоского деформированного состояния элементов на этом радиусе: $(\sigma_r + \sigma_{\theta})/2 = \sigma_z$. При $\sigma_z \approx 0$ имеем $\sigma_r + \sigma_{\theta} \approx 0$. В итоге на *j*-м этапе получим:

$$r_{s\,0,\,j} = R_j / \sqrt{e} \approx 0.607 R_j.$$

Вариант 3. Напряжение σ_{rB} определим из уравнения равновесия

$$r d\sigma_r / dr + \sigma_r - \sigma_\theta - 2\mu qr / s = 0, \qquad (8)$$

где постоянная на каждом *j*-м этапе удельная сила прижима фланца с учетом выражения (7) имеет вид: $q = -Q/[\pi(R_j^2 - r_0^2)]$. Так как $\sigma_r = 0$ при $r = R_j$, после интегрирования получим при $r = r_0$:

$$\sigma_{rB} = \sigma_s \ln(R_j/r_0) + 2\mu Q/[\pi s(R_j + r_0)];$$

 $\sigma_{\theta B}$ находим из уравнения (7).



Рис. 2. Схемы вытяжки детали из листовой заготовки с коническим прижимом на прессе простого (*a*) или двойного (*б*) действия: 1 — пуансон; 2 — матрица; 3 — прижим; 4 — плита; 5 — вытягиваемая деталь; 6 — прижим-выталкиватель; 7 — толкатель от подушки

пресса

Вариант 4 (наиболее точный, но сложный). Напряжение σ_{rB} рассчитывается по выражениям $\overline{\sigma} = \sigma_s u$ (8) по методике варианта 1.

Для уменьшения σ_{rB} , что снижает вероятность разрушения заготовки, разработан способ вытяжки на прессе простого действия (рис. 2, а). При рабочем ходе штампа заготовку 5 сначала прижимают к пуансону 1 силой Q_1 , например с помощью пневмопружины и центрального прижима-выталкивателя 6, расположенного внутри матрицы 2, затем матрицей 2 с наклонной развертывающейся конической (или другой формы, близкой к развертывающейся) прижимной поверхностью деформируют фланец заготовки с углом у наклона в сторону пуансона. Образующиеся во фланце небольшие складки частично распрямляют между наклонными прижимными поверхностями матрицы 2 и прижима 3 и окончательно распрямляют при втягивании фланца в зазор между пуансоном и матрицей с образованием стенки вытягиваемой детали без фланца.

Если деталь вытягивают с фланцем, то складки фланца, оставшиеся в конце вытяжки, окончательно распрямляются при его правке между прижимными поверхностями матрицы 2 и прижима 3, упирающегося в неподвижную нижнюю плиту 4, при подходе матрицы к крайнему нижнему положению. На срединной конической поверхности фланца в качестве координат берем расстояние χ от вершины и долготу θ . Затем вместо координаты χ и приращения Δu_{χ} перемещения берем $r = \chi \sin \gamma$ и $\Delta u = \Delta u_{\chi} \sin \gamma$ и вводим обозначения: $\sigma_r = \sigma_{\chi}$ и $d\varepsilon_r = d\varepsilon_{\chi}$, а для расчета σ_{rB} используем один из вышеприведенных вариантов расчета. Угол γ наклона фланца перед вытяжкой уточняем при отладке штампа.

Аналогично данный способ реализуется на прессе двойного действия (см. рис. 2, δ): при ходе наружного ползуна пресса происходит формоизменение краевой части заготовки 5 между развертывающимися прижимными поверхностями матрицы 2 и прижима 3. При последующем ходе внутреннего ползуна с пуансоном 1 сначала центральную часть заготовки прижимают к пуансону 1, например с помощью пневмопружины и центрального прижима-выталкивателя 6, расположенного внутри матрицы 2, а затем пуансоном 1 и матрицей 2 осуществляется вытяжка детали.

Установив σ_{rB} по одному из вариантов расчета для первого участка, определим σ_{rM} на границе радиуса r_M контакта второго участка с кромкой матрицы радиуса r_m в сечении M_1M_2 (см. рис. 1 и 2):

$$\sigma_{rM} = (\sigma_{rB} + \Delta \sigma'_m) C_{fr} + \Delta \sigma''_m.$$

В данной формуле учтены: изгиб на кромке матрицы: $\Delta \sigma'_m = \sigma_s s/(4r_m + 2s)$; трение на кромке матрицы: $C_{fr} = \exp(\mu \alpha)$; спрямление изогнутых элементов при сходе с кромки матрицы на участок MP: $\Delta \sigma''_m = \sigma_s s/(4r_m + 2s)$. Для расчета приращения напряжения $\Delta \sigma_{MP}$ в результате деформирования участка MP, на средней конической поверхности участка в качестве координат принимаем расстояние χ от вершины и долготу θ . Затем вместо координаты χ и приращения Δu_{χ} перемещения берем $r = \chi \cos \alpha$ и $\Delta u = \Delta u_{\chi} \cos \alpha$. Введем обозначения: $\sigma_r = \sigma_{\chi}$ и $d\varepsilon_r = d\varepsilon_{\chi}$. Для расчета применим вариант 2: после подстановки уравнения (7) в выражение (1) и интегрирования с учетом, что $\sigma_r = \sigma_{rM}$ при $r = r_M$, на границе участка радиуса r_P , т. е. в точке P, получим:

$$\sigma_{rP} = \sigma_{rM} + \Delta \sigma_{MP},$$

где $\Delta \sigma_{MP} = \sigma_s \ln(r_M/r_P)$.

Изгиб четвертого участка по кромке пуансона радиуса r_p учитываем, введя поправку как для изгиба по кромке матрицы: $\Delta \sigma_p = \sigma_s s/(4r_p + 2s)$.

Окончательно для первой стадии обработки определяем максимальное растягивающее напряжение $\sigma_{rP} = \sigma_{rmax}$ на границе радиуса r_P контакта заготовки с кромкой пуансона радиуса r_p в опасном (с точки зрения разрушения заготовки) сечении P_1P_2 минимальной толщины s_P :

$$\sigma_{r\max} = (\sigma_{rB} + \Delta \sigma'_m) C_{fr} + \Delta \sigma''_m + \Delta \sigma_{MP} + \Delta \sigma_p.$$
(9)

Входящие в формулу (9) радиусы известны (см. рис. 1 и 2) для каждого *j*-го этапа хода инструмента. На начальных этапах вытяжки упрочнение заготовки превалирует над уменьшением фланца и σ_{rmax} увеличивается, на заключительных этапах уменьшение фланца превалирует над упрочнением заготовки и σ_{rmax} уменьшается.

Вторая стадия вытяжки продолжается до достижения силой *F* вытяжки максимального значения. Третья стадия заканчивается при выходе края заготовки из-под прижима штампа. На второй и третьей стадиях вытяжки детали с вертикальной (или близкой к вертикальной) стенкой, т. е. при $h > r_p + r_m + s$, когда $\alpha \approx \pi/2$, деформирование участка *MP* стенки и изгиб заготовки по кромке пуансона не происходят, тогда в уравнении (9) $\Delta \sigma_{MP} = 0$, $\Delta \sigma_p = 0$. При расчете вытяжки конической детали в уравнении (9) учитываются все слагаемые.

На четвертой заключительной стадии вытяжки детали без фланца деформирование краевой части заготовки осуществляется без прижима, а максимальное растягивающее напряжение σ_{rmax} плавно уменьшается до значения, близкого к нулю, и рассчитывается с учетом спрямления элементов заготовки при сходе со скругленной кромки матрицы.

Определить минимальную толщину s_P заготовки в сечении P_1P_2 можно по приближенной формуле [2]:

$$s_P = sr_n/r_p'$$
,
где $r_n = \sqrt{(r_p + s)r_p/\exp(\sigma_{rmax}/\sigma_s s/r_p)}$; $r_p' = r_p + s/2$

На всех стадиях $\sigma_{r\max}$ сначала увеличивается до экстремального значения $\sigma_{r\max 3K}$ на определенном *j*-м этапе, а затем уменьшается до нуля.

Сила вытяжки на каждом этапе рассчитывается по формуле

$$F = 2\pi r_P s_P \sigma_{rmax} \sin\alpha, \tag{10}$$

суммарная сила на инструменте $F_{\Sigma} = F + Q$. Если можно измерить силу F вытяжки (например при вытяжке детали на испытательной машине), то $\sigma_{r \max}$ можно рассчитать по формуле (10). Работа вытяжки равна интегралу силы F_{Σ} по ходу h инструмента и так же как и сила учитывается при выборе пресса.

Теория вытяжки детали из некруглой заготовки

Для вытяжки осесимметричной детали часто применяют некруглую заготовку, изготовляемую по малоотходной схеме однорядного или многорядного раскроя полосы, ленты или рулона. Применение некруглых заготовок позволяет экономить материал (по сравнению с вырубкой круглой заготовки), но при этом ухудшаются условия формоизменения заготовки при вытяжке. Для моделирования этого процесса полученные аналитические зависимости можно применять, если некруглая заготовка незначительно отличается от круглой. Для моделирования процесса вытяжки применяли численный метод конечных элементов (МКЭ). Фланец квадратной заготовки разбивали на конечные элементы (КЭ) и исследовали динамику перехода КЭ в пластическое состояние. Вытяжка квадратной заготовки отличается неравномерностью деформирования по сравнению с вытяжкой круглой заготовки.

На рис. 3 (см. обложку) показано моделирование процесса вытяжки квадратной заготовки. На внутреннем контуре фланца построена эпюра радиального напряжения σ'_{rB} (см. рис. 3, S'r), которая по контуру имеет разные значения. Вблизи осей x'и y'напряжение σ'_{rB} в квадратной заготовке меньше, чем при вытяжке круглой заготовки. Таким образом, установлена первая закономерность: увеличение нормального растягивающего напряжения на участке внутреннего контура фланца заготовки в результате увеличения ширины фланца или силы прижима, или путем установки перетяжного ребра или порога напротив этого участка приводит к разгрузке и уменьшению нормального растягивающего напряжения на соседних участках внутреннего контура заготовки, что снижает вероятность разрушения в этих местах.

Аналогично выполнено моделирование процесса вытяжки заготовок различных конфигураций.

Компьютерное моделирование процесса вытяжки

Перед моделированием необходимо разработать расчетную схему процесса обработки заготовки в графическом редакторе. На рис. 4 (см. обложку) представлены четыре основных положения заготовки и штампа. Параметры детали, заготовки и штампа: толщина детали и заготовки s = 1,2 мм; радиус детали по наружному контуру равен радиусу матрицы: $R_m = 50$ мм; H = 65 мм; $R_n = 10,2$ мм; $R_0 = 91,5$ мм; $r_m = 14$ мм; z = 2s; $R_p = R_m - z$; $r_p = 9$ мм; зазор между матрицей и прижимом $\dot{z}_{mb} = 1,6$ мм. Для моделирования использовали ту же заготовку, что и при аналитическом анализе, материал — сталь 08Ю ОСВ (ГОСТ 9045-93; $\sigma_{0,2} = 190$ H/мм², $\sigma_{\rm B} = 305$ H/мм², $\delta_{\rm p} = 0,231$). Проектированием в графическом редакторе получены образующие поверхностей заготовки и инструмента. Поперечное сечение заготовки по толщине *s* разбито на $N_1 = 6$ КЭ, а по радиусу — на $N_2 = 500$ прямоугольных КЭ с четырьмя узлами для модели упругопластического НДС заготовки. В узлах КЭ задаем граничные условия перемещений и напряжений, далее строим график перемещений инструмента и задаем контакты заготовки с каждым инструментом оснастки, а также коэффициенты трения для каждого контакта. Введем табличные данные по свойствам заготовки и зависимость интенсивности напряжений от интенсивности деформаций с учетом упрочнения заготовки при обработке: $\sigma_s = \sigma_T + \sigma_B (1 + \delta_p) \varepsilon_i^n$; строим диаграмму деформирования [3]. Далее задаем перечень выходных параметров, которые выводятся на экран [4, 5]. Предусмотрены различные режимы обработки данных и представления результатов моделирования: поэтапная анимация процессов обработки, разгрузка заготовки с учетом пружинения согласно расчетной модели.

На основе выходных показателей $\overline{\sigma}/\sigma_{0,2}$ и $\overline{\epsilon}$ установлено, что на первых этапах из упругого состояния в пластическое переходят КЭ в двух зонах изгиба заготовки: в зонах начала контакта заготовки со скруглениями кромок пуансона и матрицы (рис. 5, а, этап 4, см. обложку), и на этапе 11 (рис. 5, б) КЭ всей заготовки переходят в пластическое состояние. Дно вытягиваемой детали выпучилось от торца пуансона: небольшой прогиб включает в себя упругую и пластическую составляющие. На последующих этапах наибольшие пластические деформации и упрочнение накапливают КЭ фланца, переходящие на кромку матрицы, например, на этапе 51 (рис. 5, в) при ходе пуансона $h = r_m + r_p + s$, при этом центры скругления кромок пуансона и матрицы находятся на одном уровне, или на этапе 117 (рис. 5, г), когда край заготовки только вышел из-под прижима штампа. На этих этапах КЭ дна детали постепенно разгружаются и переходят из пластического состояния в упругое, а упругая составляющая прогиба дна уменьшается.

На этапе 180 (рис. 5, д) край заготовки входит в зазор между пуансоном и матрицей — процесс вытяжки завершен. Очевидно, что, во-первых, толщина вытянутой стенки в зазоре между пуансоном и матрицей не одинакова: она меньше исходного значения на границе контакта стенки со скруглением пуансона, т. е. здесь — опасное сечение с точки зрения разрушения на всех этапах вытяжки детали, и больше исходного значения на краю детали; во-вторых, образующая средней поверхности на большей части высоты стенки, начиная от дна, имеет выпуклость, а у края стенки — вогнутость, вследствие чего точность изготовления детали снижается. Для повышения точности применяется способ вытяжки с принудительным утонением стенки, который будет исследован в следующей статье.

Анализ изменения очага деформации в процессе обработки показал, что растягивающее напряжение $\bar{\sigma}_{r \max} = \sigma_{r \max}/\sigma_{0,2}$ в опасном сечении стенки никогда не превышает предельного значения $\bar{\sigma}_{\lim} = [\sigma_{B}(1 + \delta_{p})/\sigma_{0,2}]/P_{s}$. Запас P_{s} по напряжению составил 1,2, т. е. 20 %, следовательно, при заданных параметрах обработки разрушения исключены. Чем меньше r_{m} , тем выше точность изготовления детали. Моделируя процесс обработки при других значениях параметров заготовки и штампа, например, для матриц с меньшими радиусами r_{m} , можно, зная напряжения, определить допустимый минимальный радиус r_{m} (при меньшем r_{m} и прочих равных условиях разрушение заготовки неизбежно).

При выталкивании из штампа изготовленная деталь разгружается и распрямляется под действием упругих деформаций. Однако все КЭ, накопившие пластические деформации во время обработки, сохраняют пластические деформации, поэтому небольшой прогиб дна сохраняется и после разгрузки детали. Система Marc позволяет определить значения этих пластических деформаций в каждом КЭ, упругие деформации заготовки, которые суммируются с пластическими деформациями, на всех этапах обработки и после разгрузки детали. Установлено, что интенсивность деформаций в КЭ заготовки никогда не превышает предельного значения $\varepsilon_{\lim} = \ln(1 + \delta_p)/P_d$. Запас P_d по деформации составил 1,1, т. е. 10 %, следовательно, при заданных параметрах обработки вероятность разрушения заготовки отсутствует. Моделируя процесс обработки при разных размерах и свойствах заготовок и штампов, например для матриц с меньшими радиусами r_m, можно, зная деформации, установить минимальный радиус r_m и другие рациональные параметры процесса.

Для визуализации сил, действующих при обработке на заготовку и инструмент, в системе Marc предусмотрено графическое отображение данных функций в текущем времени (рис. 6, см. обложку).

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 621.914.22.025.75.001.57

В. А. ПУХАЛЬСКИЙ, канд. техн. наук, Г. А. ГАВРИЛОВ (МГУПИ), e-mail: gg1986@mail.ru

Влияние биения режущих лезвий торцевых фрез на их изнашивание

Представлена теоретическая модель для определения биения режущих лезвий торцевых фрез с механическим креплением сменных многогранных пластин, учитывающих действительные размеры и биение оправки, определяющее эксцентриситет установки инструмента. Рассмотрена взаимосвязь взаимного биения зубьев ступенчатой фрезы и их изнашивания.

Ключевые слова: торцевая фреза, режущее лезвие, биение, теоретическая модель, изнашивание.

Theoretical model for determining wobble actions of cutting ends of face milling cutters, having mechanical mounting of changeable many-sided plates, taking account of real dimensions and mandrel wobble (determining tool installation runout) was presented. The interrelationship of stepped cutter teeth reciprocal wobbling and teeth wear-out was considered.

Keywords: face milling cutter, cutting end, wobble action, theoretical model, wear-out.

Влияние биения режущих лезвий торцевых фрез на работоспособность этого инструмента наиболее основательно рассмотрено в работах К. Г. Громакова [1, 2]. Однако биение режущих лезвий инструмента определяется не только собственным биением, но и биением оправки, на которой инструмент установлен и которая определяет эксцентриситет инструмента относительно оси вращения фрезы. Для определения биения режущих кромок фрезы с учетом биения оправки и разницы размеров сменных многогранных пластин (СМП) разработана

расчетная модель. Биение зубьев фрезы без учета биения оправки определяли исходя из размеров твердосплавных пластин. Биение зуба, на котором установлена пластина с минимальным размером b_0 принимали равным нулю, а для остальных зубьев определяли по формуле

$$\delta_{\rm p} = b\cos\gamma - b_0\cos\gamma =$$

= $\cos\gamma(b - b_0),$ (1)

где b, b_0 — размеры твердосплавных пластин соответственно зуба, биение которого рассчитываем и зуба с нулевым биением; γ — передний угол зуба фрезы.

Биение зубьев фрезы с учетом биения оправки, т. е. с учетом эксцентриситета установки фрезы в шпинделе станка, определяли по формуле, выведенной в соответствии со схемой (рис. 1), на которой точки А и А₁ расположены соответственно на диаметре фрезы без учета и с учетом биения оправки. Точка А1 имеет наибольшее смещение к оси шпинделя станка (точка *O*), т. е. ее смещение равно эксцентриситету е. От оси, проходящей через точки A, A_1, O и O_1 , против часовой стрелки ведется отсчет угла у (положительное значение между зубом фрезы и осью отсчета). В точках М и М₁, расположенных на режущем лезвии зуба фрезы, индикатором 1 измеряют



Рис. 1. Схема для расчета биения зуба фрезы с учетом биения оправки

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 58)

Полученные зависимости используют при расчете процесса обработки, выборе оборудования и проектировании штампа и оснастки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Жарков В. А. Методология компьютерного проектирования технологических процессов с учетом анизотропии штампуемого материала // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2007. № 1. С. 30—42.

2. Попов Е. А. Основы теории листовой обработки. М.: Машиностроение, 1977. 280 с. 3. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Магс обработки материалов в машиностроении. Часть 1. Одноугловая гибка // Вестник машиностроения. 2012. № 8. 67—72 с.

4. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Магс обработки материалов в машиностроении. Часть 2. Двухугловая гибка без прижима заготовки // Вестник машиностроения. 2012. № 9. 61—67 с.

5. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Магс обработки материалов в машиностроении. Часть 3. Двухугловая гибка с прижимом заготовки // Вестник машиностроения. 2012. № 10. 60—66 с.



Рис. 2. Схемы расположения зубьев на трехступенчатой фрезе (*a*) и измерения биения зубьев (δ) ($D_{\phi} = 250$ мм, z = 18, $z_c = 6$; \rightarrow — направление измерения)

биения соответственно без учета и с учетом биения оправки. Отрезок OM — радиус фрезы, установленной с эксцентриситетом *е* относительно оси шпинделя станка. Так как радиус O_1M_1 получен плоскопараллельным переносом радиуса OM относительно оси OA, то все стороны параллелограмма O_1M_1MO и угол ψ известны. Формула для определения биения зубьев фрезы с учетом биения оправки имеет вид:

$$\mathbf{b} = \delta_{\mathbf{p}} - \delta_{\boldsymbol{e}},\tag{2}$$

где $\delta_e = OM - OM_1$ — биение зубьев фрезы, обусловленное биением оправки.

Для определения δ_e отрезок *OM*, равный радиусу фрезы в месте измерения биения фрезы, находим по формуле

$$OM = R_{\Phi} + \frac{d(m-1)}{\sin\phi} + H \operatorname{ctg} \phi =$$
$$= R_{\Phi} + \frac{d(m-1) + H \cos\phi}{\sin\phi},$$

где R_{ϕ} — радиус фрезы (вершины ступени 1); m — номер ступени; d — относительное смещение зубьев соседних ступеней; ϕ — главный угол фрезы в плане; H — расстояние от вершин зубьев ступени 1 до места измерения биения фрезы (рис. 2). Отрезок OM_1 (см. рис. 1) определим из треугольника OM_1K :

$$OM_1 = \sqrt{OK^2 + KM_1^2},$$

 $OK = OM - KM = R_{\oplus} + d(m-1) + H\cos m$

где

$$+ \frac{d(m-1) + H\cos\varphi}{\sin\varphi} - e\cos\psi;$$

$$KM_1 = MM_1\sin\psi = e\sin\psi.$$





а, б и в — ступени 1 соответственно торцевое, радиальное вершин зубьев и радиальное режущих кромок зубьев; е и ∂ — ступени 2 радиальные соответственно вершин и режущих кромок зубьев; е, ж и з — ступени 3 радиальные соответственно вершин зубьев, середины и конца режущих кромок зубьев (---- расчет без учета биения оправки; --- расчет с учетом биения оправки; --- биение зубьев, измеренное на станке)

Тогда

$$= \sqrt{\left[R_{\oplus} + \frac{d(m-1) + H\cos\varphi}{\sin\varphi} - \right]^2 + e^2\sin^2\psi}$$

 $\Delta M =$

Окончательно получим:

$$\delta_{e} = R_{\Phi} + \frac{d(m-1) + H\cos\phi}{\sin\phi} - \sqrt{\left[R_{\Phi} + \frac{d(m-1) + H\cos\phi}{\sin\phi} - \right]^{2} + e^{2}\sin^{2}\psi}} \rightarrow \frac{1}{-e\cos\psi} + \frac{1}{2} + e^{2}\sin^{2}\psi} = 0. \quad (3)$$

С учетом формул (1) и (3) выражение (2) примет вид:



Для проверки расчета был проведен эксперимент. Расчетное биение зубьев фрезы сопоставляли с биением, измеренным до начала работы фрезы ($\tau = 0$). Во время эксперимента фиксировали изменение относительного биения зубьев фрезы. При этом контролировали не только биение оправки, но и все размеры устанавливаемых на фрезе пластин.

Биение зубьев фрез измеряли с помощью индикаторов согласно схемам, представленным на рис. 2, *a*, *б*, перед началом работы фрезы ($\tau = 0$), через 2 мин после начала работы и перед заменой или поворотом фрезы на следующую грань.

Испытывали трехступенчатые фрезы диаметром $D_{\phi} = 250$ мм с общим числом зубьев z = 18 и числом зубьев в ступени $z_c = 6$.



Рис. 4. Диаграммы биения зубьев ступени 1 трехступенчатой фрезы: *a* — торцевое зубьев; *б* — радиальное вершин зубьев; *в* — радиальное режущих кромок



Рис. 5. Износы h_3 зубьев трехступенчатой фрезы по задней поверхности ($D_{\rm d}=250$ мм, $z=18, z_{\rm c}=6$)

На рис. 3 и 4 показаны диаграммы биений зубьев фрез с механическим креплением пластин формы 4/9 из твердого сплава ВК6 с покрытием TiN: биения зубьев фрез, рассчитанные с учетом только разности размеров пластин (штриховые линии), с учетом дополнительного биения оправки (штрихпунктирные линии) и фактические биения отдельных зубьев, измеренные непосредственно на станке (сплошные линии).

зубьев (линии — см. рис. 3)

Диаграммы (см. рис. 3) радиального биения зубьев фрезы без учета биения оправки значительно отличаются от диаграмм с его учетом, что свидетельствует о существенном влиянии биения оправки. Кроме того, хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных подтвердило адекватность разработанной математической модели фактическим процессам. Повторный контроль (см. рис. 4) показал, что характер биения существенно не изменился.

Сопоставление и анализ износов зубьев фрезы (рис. 5) и их биения (см. рис. 3), показали следующее. В ступенях 1 и 3 фрезы наибольший износ h_3 наблюдается у наиболее выступающих Л. Г. ВАЙНЕР, канд. техн. наук (Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск), e-mail: lgvainer@mail.ru

Моделирование процесса съема припуска при шлифовании торцов одиночной заготовки

Предложены расчет и аналитическая модель для определения показателей съема припуска и сил шлифования при двусторонней обработке торцов одиночной заготовки. Показано влияние приведенной жесткости упругой системы станка и режимов шлифования на съем припуска.

Ключевые слова: двустороннее торцешлифование, заготовка, съем припуска, упругие смещения, силы шлифования.

Design and analytical model for determining figures of metal transition and glazing forces during reversible machining ends of isolated rough part were proposed. Influence of adjusted deflection rate of elastic working machine system and grinding conditions on metal transition was shown.

Keywords: reversible machining ends, rough part, metal transition, elastic displacements, glazing forces.

Основные теоретические положения

В настоящее время двустороннее торцешлифование применяют и при обработке одиночных заготовок с круговой поступательной или возвратнопоступательной подачами.

Технологическое пространство — область, ограниченная участками рабочих поверхностей торцов шлифовальных кругов (ШК), в которой перемещаются обрабатываемые заготовки, определяет условия взаимодействия инструментов и заготовки, съем припуска, структуру цикла шлифования, силы шлифования, под действием которых происходят упругие смещения ШК, в результате чего изменяется само технологическое пространство [1].

Рассмотрим методологические аспекты определения показателей съема припуска, сил шлифования и упругих смещений при шлифовании одиночной заготовки с круговой подачей (рис. 1).

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 65)

зубьев, а в ступени 2 эта закономерность не соблюдается. Однако зуб 11 (ступени 2) с максимальным износом, находится на той же стороне фрезы (см. рис. 2, *a*), что и максимально изношенные зубья 5 и 17 ступеней 1 и 3, т. е. максимальный износ зуба 11 ступени 2 можно объяснить влиянием соседних ступеней. Таким образом, установлено наличие взаимосвязи между биением зубьев торцевой фрезы и их изнашиванием, а также и взаимовлияние отдельных ступеней фрез, однако не были установлены четкие зависимости между ними, поэтому исследования в данном направлении будут продолжены.

Основные положения данного расчетного метода справедливы и для прямолинейной подачи заготовки.

Приняты обозначения: $R_{\rm d}$ — радиус окружности расположения осей заготовок; $R_{\rm K}$ — наружный радиус ШК; a — межосевое расстояние; $\omega_{\rm K}$ — угловая скорость ШК; $v_{\rm d}$ — подача заготовки; φ_i — текущая угловая координата заготовки в *i*-й точке траектории; $O_{\rm d}$ — центр круговой траектории заготовки; $O_{\rm K}$ — центр ШК.

Основной геометрической характеристикой технологического пространства является кривая линия пересечения торцевой поверхности ШК и поверхности, образованной перемещением линии оси заготовки по траектории ее подачи (в данном случае по окружности радиуса $R_{\rm d}$), — линия технологического пространства.

Необходимо различать начальную линию технологического пространства (НЛТП), т. е. без учета сил резания, и реальную линию технологического пространства, т. е. при нагружении ШК силами шлифования [2].



Рис. 1. Схема двустороннего торцешлифования

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Громаков К. Г. Исследование вопросов конструирования торцевых фрез с многогранными твердосплавными пластинками: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1973. Машинопись.

2. **Сборный** твердосплавный инструмент / Г. Л. Хает, В. М. Гах, К. Г. Громаков и др. М.: Машиностроение, 1989. При исследовании шлифования одиночной заготовки используем аналогию данного процесса с круглым врезным шлифованием. В обоих случаях имеются этапы активного съема и снятия натяга (выхаживания), которые отличаются тем, что при круглом врезном шлифовании управляющим воздействием является врезная подача [3], а при двустороннем торцешлифовании — относительное сближение производящей поверхности ШК и обрабатываемой поверхности при перемещении заготовки по траектории подачи, определяемое НЛТП, которое можно трактовать как эквивалентное врезное перемещение.

Принципиальное отличие обработки одиночной заготовки от шлифования нескольких заготовок заключается в следующем. Съем припуска при поточной обработке можно считать квазистационарным, т. е. формообразующее технологическое пространство формируется в результате суммарного силового воздействия со стороны всех одновременно обрабатываемых деталей и с учетом периодической модуляции с частотой входа заготовок может приниматься постоянным [1]. Движущаяся по траектории подачи одиночная заготовка в отличие от поточной обработки обусловливает изменение положения источника силового воздействия на ШК при изменении сил шлифования в широком диапазоне (от нуля до максимума), что приводит к переменности технологического пространства.

Фактический съем материала заготовки (или текущий снимаемый припуск) $t(\theta)$ отличается от номинального $t_{\rm H}(\theta)$ на упругую деформацию Δ системы под заготовкой:

$$t(\theta) = t_{\rm H}(\theta) - \Delta, \tag{1}$$

где θ — текущая угловая координата заготовки, считая от входа в зону шлифования.

Поскольку координаты точки приложения силы резания, действующей на ШК, в случае обработки одиночной заготовки совпадают с ее координатами в зоне шлифования, упругое смещение системы под заготовкой имеет вид:

$$\Delta = P_Y / c_{\Sigma}.$$
 (2)

Здесь

$$\frac{1}{c_{\Sigma}} = \frac{Z^2}{c_{\Pi X}} + \frac{X^2}{c_{\Pi Z}} + \frac{R_{\kappa i}^2}{c_{\Pi C}} + \frac{1}{c} + \frac{1}{c_{c}}$$

— приведенная суммарная податливость системы под заготовкой; c_{Σ} — приведенная суммарная жесткость системы под заготовкой; $c_{\Pi X}$ и $c_{\Pi Z}$ — приведенные поворотные жесткости планшайбы относительно соответственно осей X и Z; $c_{\Pi c}$ — приведенная поворотная жесткость стыка ШК— планшайба; с и c_c — приведенные осевые жесткости соответственно планшайбы и стыка ШК—план-

шайба; $R_{{\rm K}i}$ — текущий радиус расположения заготовки.

Нормальная сила резания P_Y определяется на основании общей теории шлифования из энергетических соотношений [4]. Для круговой траектории имеем:

$$P_{Yi} = \frac{kuv_{\mu}FS_{\theta}}{\omega_{\kappa}R_{\mu}R_{\kappa i}},$$
(3)

где k — отношение нормальной и тангенциальной составляющих сил резания; u — удельная энергия шлифования; F — площадь обрабатываемого торца заготовки; S_{θ} — скорость съема припуска:

$$S_{\theta} = \frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}\theta} \,. \tag{4}$$

Подставим выражение (2) в формулу (1), с учетом выражений (3) и (4) получим дифференциальное уравнение съема припуска:

$$\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}\theta} + m(\theta)t(\theta) = m(\theta)t_{\mathrm{H}}(\theta), \qquad (5)$$

где

$$m(\theta) = \frac{\omega_{\rm K} R_{\rm A}}{k u v_{\rm B} F} R_{\rm Ki} c_{\Sigma}.$$
 (6)

Здесь c_{Σ} и $R_{\kappa i}$ зависят от текущей угловой координаты θ .

Выражение (5) — линейное дифференциальное уравнение с общим решением [5]:

$$t(\theta) = \left[t(\xi) + \int_{\xi}^{\theta} m(\theta) t_{\rm H}(\theta) e^{\phi(\theta)} d\theta \right] e^{-\phi(\theta)}, \qquad (7)$$

где $t(\xi)$, ξ — координаты точки, через которую проходит интегральная кривая:

$$\varphi(\theta) = \int_{\xi}^{\theta} m(\theta) \mathrm{d}\theta.$$

Моделирование процесса съема припуска

Для получения уравнения в явном виде введем ряд допущений.

1. Анализ результатов исследований и практики двустороннего торцешлифования показал, что производящая торцевая поверхность ШК может иметь плоскую, коническую или параболическую форму. В большинстве случаев НЛТП можно аппроксимировать многочленом второй степени (подтверждено экспериментальной оценкой формы зоны шлифования [2]):

$$t_{\rm Ha}(\theta) = a_0 + a_1\theta + a_2\theta^2.$$



Рис. 2. Расчетная схема съема припуска (сила *P*_Y направлена по нормали к обрабатываемой торцевой поверхности)



Рис. 3. Зависимости изменения $t_{\text{на}}$ и $t(\theta)$, а также положение точки M окончания съема припуска на этапе выхаживания

Коэффициенты многочлена определяются из условий: 1) при $\theta = 0$ имеем $t_{\text{Ha}} = 0$; 2) при $\theta = \theta_{m\text{H}}$ имеем $t_{\text{Ha}} = \Delta t_{\text{H}} (\Delta t_{\text{H}} - \text{перепад НЛТП}, \theta_{m\text{H}} - \text{угло-вая координата экстремума НЛТП}; 3) при <math>\theta = \theta_{m\text{H}}$

имеем $\frac{\mathrm{d}t_{\mathrm{Ha}}}{\mathrm{d}\theta} = 0.$

2. Разделим зону шлифования на *n* интервалов величиной $2\varphi_{\rm B}/n$ (рис. 2), в пределах каждого из которых можно принять $m(\theta) = \text{const.}$

Координаты заготовки ($X, Z, R_{\kappa i}$) и приведенную суммарную жесткость c_{Σ} системы под заготовкой определяем для центральной точки интервала. Тогда для *i*-го интервала $m(\theta)$ определяется из выражения (6) при следующих значениях:

$$c_{\Sigma} = c_{\Sigma i};$$

$$\varphi(\theta) = m(\theta - \xi_i);$$

$$t(\xi) = t(\xi_i);$$

$$\varphi_i = \varphi_{\rm B}[1 - 2(i - 1)/n];$$

$$X_i = a - R_{\rm A} \cos\varphi_i;$$

$$Z_i = R_{\rm A} \sin\varphi_i;$$

$$R_{\rm Ki} = \sqrt{a^2 + R_{\rm A}^2 - 2aR_{\rm A} \cos\varphi_i}.$$

Полагая, что $t_{\rm H}(\theta) = t_{\rm Ha}(\theta)$, получим выражения для текущего съема $t(\theta)$ и скорости съема $S_{\theta} = \frac{{\rm d}t}{{\rm d}\theta}$ припуска на участке активного съема при $0 \le \theta \le \theta_{m{\rm H}}$:

$$t(\theta) = t(\xi_i)e^{-\phi(\theta)} - \frac{a_3}{m}[1 - e^{-\phi(\theta)}] + a_3[\theta - \xi_i e^{-\phi(\theta)}] + a_2[\theta^2 - \xi_i^2 e^{-\phi(\theta)}];$$

$$S_{\theta} = a_3 + 2a_2\theta + m\left[-\frac{a_3}{m} + \xi_i a_3 + \xi_i^2 a_2 - t(\xi_i)\right]e^{-\phi(\theta)}, \quad (8)$$

где $a_3 = a_1 - 2a_2/m$.

На участке выхаживания при $\theta > \theta_{mH}$ съем припуска продолжается в результате натяга в системе:

$$h = t_{\rm Ha}(\theta_{m\rm H}) - t(\theta_{m\rm H}).$$

Тогда из уравнения (7) с учетом начальных условий $[\xi = \theta_{mH}, t = t(\theta_{mH})]$ на *i*-м участке снятия натяга получим:

$$t(\theta) = t_{\mathrm{Ha}}(\xi_i) - h_i \mathrm{e}^{-\varphi(\theta)} = t_{\mathrm{Ha}}(\xi_i) - h_i \mathrm{e}^{-m(\theta - \xi_i)}; \quad (9)$$
$$S_{\theta} = mh_i \mathrm{e}^{-m(\theta - \xi_i)}. \quad (10)$$

Выражения (9) и (10) позволяют определить положение точки M окончания съема припуска и ее смещение по траектории заготовки относительно точки $M_{\rm H}$ экстремума функции $t_{\rm Ha}$, определяющей начальную форму технологического пространства. Графическая интерпретация съема припуска на этапе выхаживания согласно выражению (9) показана на рис. 3. Точка M располагается на пересечении кривых $t(\theta)$ и $t_{\rm Ha}(\theta)$.

Нормальную силу резания определим подстановкой выражений (8) и (10) в формулу (3). Тангенциальная составляющая силы резания $P_{\tau} = P_{Y}/k$.

Суммарные упругие смещения ШК под заготовкой в произвольных точках траектории ее движения можно определить по известным значениям силы резания и приведенной жесткости, используя выражение (2).

На основе полученной аналитической модели создана программа, позволяющая установить влияние технологических параметров на съем припуска и силы резания.

Примеры определения показателей съема припуска

На рис. 4 и 5 приведены зависимости изменения текущих съемов припусков и их скоростей от угловой координаты θ заготовки при разных значениях показателей жесткости при режимах шли-



Рис. 4. Зависимости изменения эквивалентного врезного перемещения $t_{\text{на}}$ (---) и текущего съема t припуска (——) от угловой координаты θ заготовки по всей траектории (*a*) и на участках выхаживания (*б*) при разных коэффициентах жесткости системы (1 — вариант 1; 2 — вариант 2)

фования: $R_{\rm m} = 0,2075$ м; $R_{\rm K} = 0,225$ м; a = 0,365 м; $v_{\rm II} = 0,075$ м/с; окружная скорость ШК $v_{\rm K} = 30$ м/с; заготовка — цилиндрический ролик Ø14 мм; удельная энергия шлифования $u = 70 \text{ H} \cdot \text{м/мм}^3$, что соответствует обработке стали ШХ15 шлифовальным кругом 24А8НСТ29Б; начальные угловые смещения ШК в горизонтальной и вертикальной плоскостях соответственно $\gamma_{\rm H} = 0,0003$ рад и $\alpha_{\rm H} = 0,0003$ рад; выпуклость параболического профиля ШК равна 0,1 мм. Коэффициенты жесткости: вариант 1 (см. рис. 4, кривая 1) — $c_{\pi X} = c_{\pi Z} =$ = 1,23 · 10⁶ H · м/рад, $c_{пс}$ = 4,88 · 10⁶ H · м/рад, $c = 4,3 \cdot 10^7$ H/м, $c_c = 2,61 \cdot 10^8$ H/м; вариант 2 (кривая 2) — значения всех коэффициентов жесткости в 2 раза меньше. Значения приведенной суммарной жесткости с_Σ системы под заготовкой меняли для варианта 1 от 12,4 · 10⁶ Н/м (точка входа заготовки в зону шлифования) до 18,2 · 10⁶ H/м (середина траектории).

Из-за упругих смещений кривые съема припуска отличаются от кривой эквивалентного врезного перемещения, заданной НЛТП (см. рис. 4, *a*). С уменьшением жесткости системы граничная точка окончания съема припуска смещается в сторону больших значений θ и протяженность зоны съема припуска увеличивается (см. рис. 4, *б*): $\theta_{m2} = 48^\circ$, $\theta_{m1} = 53^\circ$, $\theta_{mH} = 44^\circ$. Это необходимо учитывать при моделировании процесса окончательного формирования геометрии обработанной поверхности при требовании высокой точности.

С увеличением жесткости упругой системы наблюдается увеличение скорости съема припуска

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 11

(см. рис. 5) на начальном этапе шлифования (при $\theta < 20^{\circ}$) и ее снижение на остальной части траектории (при $\theta > 20^{\circ}$).

Адекватность предложенной модели подтверждена экспериментальными кривыми распределения нормальных и тангенциальных сил резания по траектории движения заготовки (рис. 6). Методика и условия эксперимента описаны в работе [2] при подаче заготовки $v_{\pi} = 0,075$ м/с.

Разработанная аналитическая модель позволяет определить показатели съема припуска и силы шлифования при обработке одиночной заготовки с учетом приведенной жесткости упругой системы станка и влияние режимов шлифования и параметров геометрической настройки технологического пространства на съем припуска.



Рис. 5. Зависимости изменения скорости S съема припуска от угловой координаты θ заготовки при разных значениях коэффициентов жесткости системы (1 — вариант 1; 2 вариант 2)



Рис. 6. Зависимости изменения нормальной P_Y и тангенциальной P_Z сил резания от угловой координаты θ заготовки (— — расчет, --- эксперимент)

Установлено, что характер съема припуска и реальная протяженность зоны шлифования зависят от таких технологических факторов, как подача, форма и положение ШК, приведенная жесткость упругой системы станка и др., что необходимо учитывать при анализе формообразования и управлении обработкой.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Вайнер Л. Г. Определение параметров технологического пространства при двусторонней торцешлифовальной обработке // Вестник машиностроения. 2011. № 12. С. 72—77.

2. **Моделирование** технологических процессов абразивной обработки / Г. В. Барсуков, Л. Г. Вайнер, Ю. В. Василенко и др. Под ред. Ю. С. Степанова, А. В. Киричека. М.: Издательский дом "Спектр", 2011. 252 с.

3. **Михелькевич В. Н.** Автоматическое управление шлифованием. М.: Машиностроение, 1975. 304 с.

4. Лурье Г. Б. Шлифование металлов. М.: Машиностроение, 1969. 172 с.

5. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Наука, 1980. 976 с.

УДК 621.941

А. А. ЛИПАТОВ, канд. техн. наук (Волгоградский ГТУ), e-mail: leeandrej@yandex.ru

Реактивная диффузия при резании высоколегированных сталей твердосплавным инструментом

Рассмотрены диффузионные процессы при обработке высоколегированных сталей твердосплавными инструментами, на передней поверхности которых при резании возможно формирование карбидного покрытия из карбидообразующих химических элементов стали и диффундирующего из твердого сплава углерода. Сделано предположение о процессах реактивной диффузии без формирования видимых промежуточных слоев, оказывающей влияние на изнашивание инструмента.

Ключевые слова: резание, высоколегированная сталь, твердосплавный инструмент, диффузионный слой, карбиды, реактивная диффузия.

Diffusion processes while processing heat-resistant steels with carbide tooling were considered. In-cut it is possible carbide coverage building on front tool surfaces. This coverage consists of carbide-forming chemical elements of steel and carbon percolating from hard alloy metal. The hypothesis re jet diffusion (that acts on tool wear-out) processes without perceptible intermediate layers building was made.

Keywords: cutting action, heat-resistant steel, carbidetipped single-point tool, diffusion layer, carbides, jet diffusion.

При резании высоколегированных сталей и других труднообрабатываемых материалов температура контактных поверхностей инструмента существенно выше, чем при обработке углеродистых и

низколегированных сталей перлитного класса даже при резании не самой сложной для обработки стали X18H10T она больше на 200÷250 °С [1]. Согласно классическим представлениям теории резания это должно приводить к интенсификации диффузионного изнашивания и полному его преобладанию над адгезионно-усталостным изнашиванием. Однако в учебнике [1] указывается, что при резании труднообрабатываемых материалов более устойчивые в условиях диффузионного изнашивания твердые сплавы группы ТК показывают во многих случаях худшие результаты по сравнению с вольфрамокобальтовыми сплавами. Снижение влияния диффузионной составляющей в суммарном изнашивании замечено и при точении аустенитной стали резцами из вольфрамокобальтовых твердых сплавов разной зернистости [2]. В известной степени присутствие в процессе изнашивания при резании труднообрабатываемых материалов существенной адгезионно-усталостной составляющей вплоть до высоких скоростей можно объяснить присущей им неустойчивостью в процессе стружкообразования [3]. Однако предположение о наличии факторов, препятствующих диффузионному изнашиванию, требует проверки.

Цель данной работы — выявление особенностей диффузионных процессов при взаимодействии
твердых сплавов и высоколегированных сталей при резании для разработки мер по снижению износа инструмента.

Основной объем исследований осуществляли при обработке аустенитной коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т в состоянии поставки (в отдельных случаях использовали мартенситные стали 13Х11Н2В2МФ и 14Х17Н2). В качестве инструментального материала применяли твердые сплавы ВК6, ВК8, Т15К6 и ТТ20К9.

Выполняли продольное точение в режиме: скорость резания $25\div210$ м/мин, подача 0,3 мм/об, глубина резания 1,5 мм; основные параметры резцов: $\gamma = 0^{\circ}$, $\alpha = 10^{\circ}$, $\varphi = 45^{\circ}$. Корни стружек получали с помощью устройства "падающий резец". Для изучения поверхностей инструмента после резания и микрошлифов корней стружек (прямой срез, плоскость шлифа перпендикулярна режущей кромке) использовали: инструментальный микроскоп БМИ, оптический микроскоп Neophot-21, профилограф K-201, прибор ПМТ-3 для измерения микротвердости и растровый электронный микроскоп BS-300.

Особое внимание уделяли определению химического состава контактных зон инструментального и обрабатываемого материалов на микрошлифах корней стружек. Для этого использовали рентгеноспектральный микроанализатор Camebax с энергетическим дисперсионным спектрометром и специализированным компьютером LINK. Данные приборы обеспечивали количественный анализ химического состава возбуждаемой зоны (диаметр и глубина не более 1 мкм). Предусматривалась оценка достоверности полученных данных. Содержание углерода рассчитывали по остатку:

$$C_{\rm C} = 100 - \Sigma C_i,$$

где ΣC_i — сумма концентраций всех заданных для анализа химических элементов, кроме углерода.

При исследовании с использованием микроскопа передних поверхностей резцов после обработки стали 12Х18Н10Т на таких скоростях резания, при которых имеет место устойчивое пластическое течение контактных слоев обрабатываемого материала (т. е. нет застойных явлений), обнаружены вкрапления, которые при удалении от режущей кромки (в начале предполагаемой лунки) переходили в полосы, перпендикулярные режущей кромке, что было принято за начало формирования лунки (рис. 1, *a*). На рисунке режущая кромка находится в нижней части изображения и располагается горизонтально. На остальной части передней поверхности сохранились следы заточки, расположенные под углом 45°. Однако представленная на рис. 1, б профилограмма (режущая кромка находится справа) указывает на то, что часть передней поверхности инструмента не только не износилась, а даже немного наростилась.





Рис. 1. Диффузионный слой на передней поверхности резца из TT20K9 после обработки стали 12X18H10T (v = 120 м/мин; $\tau_p = 2,5$ мин):

а — оптическая микроскопия (×100); *б* — профилограмма в среднем сечении, перпендикулярном режущей кромке

Перед записью профилограммы и фотографированием остатки обрабатываемой стали были тщательно стравлены царской водкой. Сделано предположение, что имеется промежуточный слой — продукт диффузионного взаимодействия инструментального и обрабатываемого материалов. При резании инструментом из T15K6 и TT20K9 это наблюдалось в диапазоне скоростей $30\div180$ м/мин, при обработке вольфрамокобальтовыми резцами — $50\div90$ м/мин. Формирование диффузионного слоя происходит постепенно, максимальной толщины (для резцов из T15K6 и TT20K9 — до 10 мкм, для BK6 и BK8 — до 3 мкм) слой достигает за время резания $\tau_p = 2\div5$ мин.

Предположение о формировании промежуточного слоя полностью подтвердило исследование микрошлифов корней стружек, полученных после нескольких минут резания (рис. 2, 3). Малая толщина не позволила количественно определить микротвердость слоя, однако из рис. 2 видно, что она соответствует уровню микротвердости твердого сплава.

На растровых изображениях прослойка темнее твердого сплава и стали, что свидетельствует о на-



Рис. 2. Микрошлиф корня стружки с диффузионным слоем на передней поверхности резца из ТТ20К9 после 2,3 мин обработки стали 12X18H10T (v = 120 м/мин) с отпечатками индентора под нагрузкой 0,2 H (×1000)



Рис. 3. Микрошлифы корней стружек с диффузионными слоями на передних поверхностях инструментов (×2500): a — сплав ВК6, v = 60 м/мин, $\tau_{\rm p}$ = 4,3 мин; δ — сплав ТТ20К9, v = 120 м/мин, $\tau_{\rm p}$ = 2,3 мин

сыщенности ее химическими элементами с меньшими атомными номерами (см. рис. 3).

Для определения химического состава выявленного слоя и приконтактных объемов инструментального и обрабатываемого материалов исследовали микрошлифы корней стружек, полученных при точении стали 12Х18Н10Т резцами из ВК6 и ТТ20К9 на скоростях соответственно 60 и 120 м/мин, при которых диффузионные прослойки имели наибольшую толщину. В первом случае на передней поверхности имело место специфическое для обработки аустенитных сталей взаимодействие с пластическим контактом без вязкого, во втором — с пластическим и вязким контактом, при котором в случае резания перлитных сталей наблюдается интенсивное лункообразование [4, 5]. Сканирование зондом микроанализатора осуществляли на участках с максимальной толщиной слоя по линиям длиной 25 мкм, параллельным границам раздела фаз (положение линий сканирования показано на рис. 3). Полученные результаты сведены в табл. 1 и 2.

Как и в проведенных ранее исследованиях микрошлифов корней стружек [6] и опытах по отжигу пар "твердый сплав — сталь" [7], зафиксировано диффузионное проникновение железа в твердый сплав (в работах [6, 7] приведены данные точечного зондирования крупных кобальтовых прослоек). При обработке менее теплопроводным резцом из TT20К9 с вдвое большей скоростью глубина проникновения Fe оказалась выше (несмотря на меньшее время резания и большую толщину слоя) из-за более высокой температуры контакта. Заметим, что проникновение Fe в инструмент на несколько микрометров за малое время, которое предшествовало возникновению слоя, представляется маловероятным. Остается принять возможность диффузии железа сквозь новую фазу (без существенного накопления в ней).

Наиболее интересный и во многом неожиданный результат получен при зондировании слоев — их химический состав не был промежуточным между составами обрабатываемого и инструментального материалов в отличие от результатов Т. Н. Лоладзе, полученных после резания на микроскоростях с подогревом или высокотемпературного (свыше 1000 °C) отжига корней стружек (при реальных скоростях) [8]. Основным компонентом прослоек является титан. Для пары "12Х18Н10Т-ВК6" (см. табл. 1) в твердом сплаве титан отсутствует, а в стали его содержится менее 1 %. Тем не менее концентрация Ті в промежуточном слое превышает 33 %. Таким образом, одной из причин формирования слоя является накопление содержащегося в стали 12X18H10T титана на поверхности инструмента. Для пары "12Х18Н10Т—ТТ20К9" (см. табл. 2) содержание титана в новой фазе оказалось больше 60 %, что в несколько раз превосходит его концентрацию в твердом сплаве и втрое выше, чем во входящих в состав TT20К9 титаносодержащих карбидах (Ti, Ta, W)C.

В обоих случаях рассматриваемый слой содержит железо и хром, имеющиеся в обрабатываемой стали. Несмотря на то, что в стали 12X18H10T хрома почти в 4 раза меньше, чем железа, в промежуточном слое фиксируется более высокая концентрация Cr. При этом новая фаза на поверхности сплава BK6 после резания с v = 60 м/мин (см. табл. 1) содержит больше хрома, чем обрабатываемый материал.

Таким образом, в состав слоя входят в основном сильные карбидообразующие элементы — Cr и особенно Ті. Значительно меньшим химическим сродством к углероду обладает железо. Никель практически не образует карбидов. Поэтому концентрация Fe и Ni в новой фазе значительно ниже, чем Ті и Сг. С увеличением скорости резания (и со снижением теплопроводности твердого сплава), т. е. с увеличением температуры контактной зоны, менее сильные карбидообразователи вытесняются из слоя более сильными. Поэтому в новой фазе на поверхности сплава TT20K9 (v = 120 м/мин) доминирует титан, вытесняя даже хром. Можно было бы предположить, что в этом случае более высокая концентрация Ті в промежуточном слое объясняется наличием его в инструментальном материале. Однако это опровергается незначительным присутствием в новой фазе вольфрама — как достаточно сильного карбидообразователя, так и основного компонента обоих твердых сплавов (см. табл. 1 и 2). Кроме того, содержащийся в ТТ20К9 тантал — активный карбидообразующий элемент, в промежуточном слое не обнаружен.

Подобного накапливания карбидообразующих элементов на границе твердого сплава и стали в

опытах по статическому отжигу не наблюдалось, хотя тот же порядок глубин проникновения железа в твердый сплав свидетельствует о близкой температуре (в опытах по статическому отжигу 800 °C); близким к значению тр было и время отжига — 4 мин [7]. Следовательно, интенсивная пластическая деформация обрабатываемого материала качественно изменяет характер диффузионного взаимодействия. Пластическое течение контактных слоев сопровождается непрерывным обновлением контактирующих с поверхностью инструмента объемов обрабатываемой стали, содержащих атомы карбидообразующих элементов, поэтому карбидообразующие элементы могут концентрироваться у поверхности твердого сплава даже при малом содержании в стали.

Возникает вопрос о причинах накопления карбидообразующих элементов на поверхности твердого сплава. Несмотря на косвенный и не очень точный метод определения концентрации углерода — по остатку (микрорентгеноспектральные исследования содержания углерода в силу ряда причин затруднены), результаты показывают, что выявленные диффузионные прослойки насыщены углеродом. При этом концентрация углерода в них

Таблица 1

Результаты рентгеноспектрального микроанализа после обработки стали 12X18H10T инструментом из ВК6 (v = 60 м/мин; $\tau_{\rm D} = 4,3$ мин)

Фаза	Линия ска- нирования (см. рис. 3, <i>a</i>)	Расстояние от ли- нии сканирова- ния до твердого сплава (слоя), мкм	Концентрация химических элементов по линиям сканирования, %						
			Fe	Cr	Ni	W	Ti	Co	C**
Сталь	A—A	4,0 (1,0)	65,8	17,6	9,3	_	0,6	_	4,9
Диффузная прослойка	Б—Б	1,5	16,0	25,2	2,1	2,3	33,7	0,3*	19,4
Твердый сплав	$\begin{array}{c} B-B\\ \Gamma-\Gamma\end{array}$	-1,5 -6,0	1,4 0,3*	0,4* —	0,2* 0,4*	91,3 84,7		3,0 5,2	3,0 9,2
* Концентрация химического элемента оценена с помощью программы LINK как находящаяся в пределах ошибки обнару-									

жения. ** Рассчитано по остатку.

Таблица 2

Результаты рентгеноспектрального микроанализа после обработки стали 12X18H10T инструментом из ТГ20К9 (v = 120 м/мин; т_р = 2,3 мин)

Фаза	Линия сканирования (см. рис. 3, б)	Расстояние от ли- нии сканирования до твердого сплава (слоя), мкм	Концентрация химических элементов по линиям сканирования, %							
			Fe	Cr	Ni	W	Ti	Та	Со	C**
Сталь	A—A	11,0 (1,0)	65,0	17,5	10,1	0,3*	0,6	0,3*	0,4*	4,6
Диффузная прослойка	Б—Б В—В Г—Г	7,5 5,0 2,5	4,5 1,5 3,6	5,5 4,8 5,4	0,4* 0,2* 1,1	2,4 3,8 2,7	61,4 66,0 63,3	0,4* 0,9* 0,8*	0,3* 	24,6 22,7 22,6
Твердый сплав	Д—Д	-2,5	1,6	0,5*	0,4*	52,0	9,5	16,0	10,5	9,0

* Концентрация химического элемента оценена с помощью программы LINK как находящаяся в пределах ошибки обнаружения. ** Рассинтано по остатка

** Рассчитаио по остатку.

существенно выше, чем в твердом сплаве. Таким образом, обнаруженные слои состоят из сложных карбидов, образованных естественным путем непосредственно при резании, и являются износостойкими покрытиями.

Следует пояснить используемый термин "реактивная диффузия". Микрозондирование прослойки на разном удалении от поверхности твердого сплава ТТ20К9 (см. табл. 2) показало, что концентрации различных химических элементов изменяются по толщине карбидного покрытия несущественно. Постоянство концентраций по всей толщине промежуточных фаз является признаком реактивной диффузии, т. е. диффузии, сопровождающейся реакциями с образованием новых химических соединений [8] — в данном случае сложного полиметаллического карбида. Основным источником углерода для его формирования является твердый сплав, в котором содержится свободный углерод; кроме того, возможна частичная диссоциация карбидов WC и переход их в карбид W₂C [4]. Прямым доказательством этого является выявленная по профилограммам кинетика развития карбидного слоя, которая нагляднее всего прослеживается при обработке инструментом из TT20K9 со скоростью v = 120 м/мин: после достижения максимальной толщины слоя (через 2÷3 мин резания) начинается постепенное ее уменьшение. Причем не ясно, за счет чего — растворения или разрушения. Еще при наличии слоя (через 8÷10 мин резания) на большем удалении от режущей кромки появляются следы лунки. В ходе дальнейшей обработки увеличивается глубина лунки (первые 10÷15 мин — с возрастающей интенсивностью), а при дальнейшем резании слой полностью исчезает.

Данный цикл существования слоя свидетельствует о наличии двух противоположных процессов наращивания покрытия и его изнашивания. Необходимым условием увеличения толщины покрытия является поступление к поверхности инструмента атомов карбидообразующих металлов из стали и атомов углерода из твердого сплава. Интенсивность поступления химических элементов из обрабатываемой стали в процессе резания изменяться не может. Следовательно, изменение соотношения этих процессов (наращивания и изнашивания) связано только с изменением интенсивности диффузии углерода из твердого сплава. Постепенное исчезновение слоя при длительном резании объясняется обезуглероживанием инструментального материала. Из-за небольших размеров и большей (по сравнению с атомами металлов) диффузионной подвижности атомов углерода возможно их поступление к формирующемуся слою из достаточно удаленных от поверхности (десятки микрометров) объемов твердого сплава, что объясняет отсутствие видимых изменений в контактных слоях инструментального материала. Поверхность инструмента под слоем остается плоской (см. рис. 3), следов растворения твердого сплава практически нет (неровности сформированы при заточке).

Большое значение имеет полное отсутствие лункообразования в первые минуты резания (см. рис. 1), что позволяет предположить возможность протекания реактивной диффузии без образования видимых промежуточных слоев, т. е. на субмикронном уровне — на поверхности контактирующих со сталью карбидных зерен. Предположение подтверждается тем, что после длительного резания и при существенно меньшей скорости (90 м/мин) на резце из TT20K9 формируется лунка. Появление и характер дальнейшего развития лунки (v = 120 м/мин) при последующем резании имеют такое же, как и для исчезновения слоя, объяснение: обезуглероживание твердого сплава и соответствующее угнетение реакции образования сложного карбида.

Дополнительным, хотя и косвенным, доказательством протекания реактивной диффузии является топография поверхности лунки. После стравливания остатков обрабатываемой стали 12Х18Н10Т поверхность лунки (на резцах из Т15К6 и ТТ20К9 даже при v > 200 м/мин) матовая, а не гладкая и блестящая, как в случае превалирования прямого диффузионного растворения карбидов в обрабатываемом материале [4]. Следовательно, диффузионное изнашивание путем прямого растворения не является доминирующим. Причиной этого может быть реактивная диффузия на контактирующих с обрабатываемым материалом поверхностях карбидных зерен. Изнашивание остается преимущественно диффузионным, но преобладает другой его механизм: проникновение в инструмент химических элементов стали [6, 7] вместе с обезуглероживанием контактных слоев твердого сплава уменьшает силы, удерживающие карбидные зерна в инструментальном материале, и облегчает их унос обрабатываемой сталью [1,4, 6]. Естественно, что подавление одной из составляющих диффузионного изнашивания (прямое растворение) снижает суммарное изнашивание.

Промежуточные слои, предположительно подобные описанным выше (при резании стали 12Х18Н10Т), обнаружены на передних поверхностях резцов после точения сталей 13X11H2B2MФ и 14Х17Н2. Из-за их малой (менее 1 мкм) толщины, что, возможно, обусловлено отсутствием в составе данных сталей такого сильного карбидообразователя, как титан, нельзя определить их химический состав микрозондированием. Однако сам факт их существования и низкая интенсивность лункообразования при резании стали 13X11H2B2MФ [9] позволяют предположить, что реактивная диффузия на передней поверхности твердосплавного инструмента характерна для обработки всех сталей с высоким содержанием карбидообразующих химических элементов.

Большой интерес представляют возможность протекания подобных процессов на задней поверхности инструмента (площадке износа). Наличие явного карбидного слоя на сформировавшейся естественным образом (в процессе резания в результате изнашивания) площадке означало бы приостановку изнашивания, т. е. ширина h_3 площадки износа при дальнейшем резании оставалась бы неизменной. Однако этого не наблюдалось и при проводившихся стойкостных испытаниях [3], и в экспериментах других исследователей. Естественно, ярко выраженные следы реактивной диффузии на сформировавшихся при резании площадках износа отсутствовали. Одной из причин этого может быть неустойчивость процесса стружкообразования, свойственная обработке высоколегированных сталей и обусловливающая переменную нагрузку на площадку износа [3].

Тем не менее удалось зафиксировать диффузионные слои (или их следы) на площадках износа в условиях, которые можно назвать искусственными. На рис. 4 представлена площадка ($h_3 > 1$ мм) на





Рис. 4. Задняя поверхность резца из ВК8 после обработки высокопрочной стали 13X11H2B2M Φ (v = 100 м/мин; $\tau_{\rm D} = 0,3$ мин) с увеличением ×40 (*a*) и ×200 (б)



Рис. 5. Нижняя часть предварительно заточенной площадки износа ($h_3 = 0,2$ мм) задней поверхности резца из ВК6 после обработки стали 14X17H2 (v = 90 м/мин; $\tau_{\rm D} = 3,1$ мин; ×1000)

задней поверхности резца из более пластичного твердого сплава ВК8 после кратковременного скоростного резания термообработанной до твердости 415 *HB* стали 13Х11H2B2MФ. В этом случае площадка износа на задней поверхности инструмента (см. рис. 4, *a*) формируется главным образом в результате деформации твердого сплава, а не изнашивания [9]. Сходство объектов, расположенных на площадке износа ниже режущей кромки и перпендикулярно ей (см. рис. 4, δ), и объектов, представленных на рис. 1, *a*, очевидна.

На рис. 5 представлена микрофотография нижней части площадки износа (предварительно заточенной абразивом до $h_3 = 0,2$ мм) резца из ВК6 после непродолжительного резания стали 14X17H2 (приращение h_3 не превысило 0,01÷0,02 мм). Поверхность инструмента перед фотографированием была тщательно протравлена. На большей части площадки износа произошло вытравливание кобальтовой связки с поверхности твердого сплава проявилась зернистая структура. Однако на части поверхности (сплошное светлое поле) травитель не проник к кобальтовым прослойкам, что можно объяснить наличием тонкой карбидной пленки (карбиды с кислотными травителями не реагируют), возникшей в результате реактивной диффузии (не имеется в виду, что легирование контактной поверхности карбидных зерен хромом снижает скорость растворения WC в обрабатываемой стали). При резании стали 14Х17Н2 неустойчивость процесса стружкообразования проявляется в меньшей степени, чем для 12Х18Н10Т [10], что могло способствовать удержанию предполагаемой пленки на поверхности контактной площадки.

Таким образом, можно с достаточным основанием предположить, что процессы реактивной диффузии, влияющие на изнашивание твердого сплава по механизму прямого диффузионного растворения, при резании высоколегированных сталей могут протекать и на задней поверхности инструмента.

В качестве практических выводов можно отметить следующее. Полученные данные позволяют по-новому взглянуть на влияние термической обработки на обрабатываемость резанием титаносодержащих аустенитных сталей (а также на влияние собственно присутствия титана в стали). В упомянутом в начале статьи авторитетном источнике [1] утверждается, что лучшая обрабатываемость аустенитных сталей достигается термической обработкой "путем отжига или отпуска благодаря выделению из твердого раствора вторичных фаз и, в результате этого, менее интенсивного их упрочнения". В свете же полученных в данной работе результатов улучшить обрабатываемость титаносодержащей аустенитной стали должна скорее закалка, приводящая к растворению карбидов титана и повышению содержания Ті в матрице (твердом растворе), — за счет интенсификации реактивной диффузии. Кроме того, перспективными представляются исследования влияния содержания углерода в твердых сплавах на изнашивание инструмента при обработке любых высоколегированных сталей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Подураев В. И. Резание труднообрабатываемых материалов. М.: Высшая школа, 1974. 587 с.

2. **Липатов А. А.** Влияние размера карбидных зерен на режущие свойства и механизм изнашивания вольфрамокобальтовых твердых сплавов при точении аустенитной стали // СТИН. 2008. № 9. С. 33—35.

3. **Липатов А. А.** Влияние неустойчивости стружкообразования на изнашивание твердосплавного инструмента при резании аустенитной стали // СТИН. 2008. № 6. С. 17—19.

4. Талантов Н. В. Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение, 1992. 240 с.

5. **Липатов А. А.** Влияние характера зависимости теплопроводности обрабатываемого материала от температуры на закономерности контактного взаимодействия и тип стружкообразования // СТИН. 2006. № 8. С. 37—40.

6. Роль диффузии железа и никеля в износе инструмента при резании сталей / М. Е. Дудкин, Н. М. Цыганова, Е. Ф. Уткин и др. // Физические процессы при резании металлов: Сб. науч. тр. Волгоград: Волгоградский политехнический институт, 1987. С. 126—135.

7. **Липатов А. А.** Моделирование диффузионных процессов в контакте "твердый сплав — сталь" // Известия Волгоградского ГТУ: межвуз. сб. науч. ст. Сер. Прогрессивные технологии в машиностроении. Вып. 4. 2008. № 9 (47). С. 22–26.

8. Лоладзе Т. Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.

9. Липатов А. А., Чигиринский Ю. Л. Работоспособность твердосплавного инструмента при точении высокопрочной мартенситной стали // СТИН. 2011. № 12. С. 11–13.

10. **Липатов А. А.** Влияние характера зависимости теплопроводности обрабатываемого материала от температуры на тип стружкообразования // Известия Волгоградского ГТУ: межвуз. сб. науч. ст. Сер. Прогрессивные технологии в машиностроении. Вып. 3. 2007. № 4 (30). С. 49—51.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата A4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14 кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995 г., и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1-3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон). Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии. Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.784:681.51.518

А. В. КОСТРОВ, д-р техн наук, В. Д. МИРОШНИКОВА, канд. техн. наук, Т. Д. МИРОШНИКОВА, канд. экон. наук (Владимирский ГТУ), e-mail: vera.miroschnikova@yandex.ru

Закономерности построения устройств хранения и накопления с ячеистой структурой. Механизм варьирования морфологии

Установлено свойство периодизации структуры устройств хранения (накопления). Определены закономерности их построения и механизм варьирования морфологии.

Ключевые слова: период, уровень интеграции, стадия, функция, назначение, закономерности построения, механизм варьирования, потребительские свойства.

Storage (assemblage) device structure periodization feature was determined. Mechanisms of their construction and arrangement of morphology variation were appraised.

Keywords: period, integration level, stage, function, mission, mechanisms of their construction, variation arrangement, application characteristics.

Механизм варьирования морфологии объекта это философия его внутренней организации. Он существует в виде кода развития объекта и довольно глубоко скрыт. Исследование устройств хранения (накопления) [УХ(Н)] с позиций элементарных признаков позволило выявить закономерности построения их структурно-компоновочных решений и на этой основе расшифровать механизм варьирования морфологии. Представление полученных результатов структурировано логической последовательностью введения новых теоретических положений.

Построение компоновочных решений УХ(H) представляет собой процедуру интеграции ячеек с четко определенными стадиями, уровнями интеграции, периодами (рис. 1).

Назначение стадии — построение одной из компонент УХ(Н): формозадающего компонента (ФЗК); базового функционального блока (БФБ); других функциональных элементов, расширяющих его технологические возможности. Уровень интеграции указывает на вид образующей (структурной единицы), используемой при построении компонентов и УХ(Н) в целом.

Период — состояние стабильного развития процесса синтеза при заданных условиях, отличающееся от предыдущего либо законом перемещения (вектором перемещения), либо значением координаты в направлении вектора перемещения, либо формой образующей.

В качестве примера на рис. 2 и 3 приведены одно- и двухстадийные компоновочные решения УХ(H) второго уровня интеграции. В решении УХ(H) роторного типа (см. рис. 2, *a*) периоды отличаются значениями радиус-векторов R_2 и R_3 при фиксированном значении угла φ между ними и осью *OO*'; в решении УХ(H) (см. рис. 3, δ) — текущими значениями координат $Y(Y_1, Y_2, ..., Y_5)$ при фиксированном значении координаты X.

Практически пошаговое разбиение процедуры синтеза обусловлено тем, что в периодах строятся фрагменты и идет последовательное конструирование элементарных признаков УХ(Н). Только на данном этапе исследования структурно-компоновочного решения УХ(Н) можно выявить механизм



Рис. 1. Периодизация построения УХ(Н)

варьирования их морфологии. Наличие периодов присуще ячеистым средам. Функция периода — построение отдельного фрагмента одного из признаков компоновочного решения УХ(Н) на определенном отрезке вектора перемещения образующей.

Процесс синтеза внутри периода развивается в результате перемещения образующей в соответствии с заданными условиями. Разнообразие построений в пределах возможности периода определяется видом (функцией) перемещения образующей, ее шагом, положением в пространстве, параметрами мультипликаторов. Они задаются условиями синтеза УХ(H) в периодах.

Общей константной характеристикой периодов одного уровня интеграции является вид об-





Рис. 2. Построение одностадийного компоновочного решения УХ(H) второго уровня интеграции:

а — схема накопителя; *б* — периодизация построения; *1* — штабелер; *2* — толкатель; *3* — станки; *4* — передаточная позиция разующей — структурной единицы n-го уровня, представляющей собой определенным способом интегрированную совокупность структурных единиц (n - 1)-го уровня.

На каждом новом "витке" интеграции (периоде, уровне) идет наращивание числа ячеек. Периоды одного уровня интеграции имеют равные возможности наращивания числа ячеек. Так, потенциал (n - 1)-го уровня интеграции и, соответственно, формирующих его периодов ниже, чем *n*-го в *l* раз: $l = K_{(n + 1)}/K_n$, где $K_{(n + 1)}$ и K_n — число ячеек, включаемых структурными единицами соответственно (n + 1)-го и *n*-го уровня интеграции.

Существенное значение для раскрытия свойства периодизации УХ(Н) имеет анализ вариантов про-





a — схема стеллажного склада со штабелером; δ — периодизация построения; 1 — штабелер; 2 — рельсы; 3 — стеллажный склад; 4 — двутавр; 5 — тара; 6 — каретка; 7 — телескопический стол

должения синтеза (рис. 4), качественно отличающихся на разных уровнях. На рис. 4, *а* показано, что завершение выполнения одного перемещения, в данном случае на 1-м уровне интеграции (см. рис. 2), не означает, что следующее перемещение должно выполняться на 2-м уровне. Схема точечного синтеза может быть продолжена на прежнем уровне при другом виде перемещения. Расщепление процесса построения УХ(Н) по данному основанию было выявлено при сравнительном анализе решений (рис. 5).

При заполнении одного уровня интеграции могут быть использованы различные законы перемещения образующей. Изменение закона — одна из разновидностей периодизации в построении компоновочного решения УХ(Н). Включение процедуры периодизации в процесс построения УХ(Н) позволяет качественно изменять их свойства.

Схема на рис. 4, δ — это вариант перехода на 2-й уровень интеграции на основе образующей, представляющей собой линию с множеством точек разрыва. По схеме на рис. 4, ϵ на основе точечного синтеза получена образующая 2-го уровня интеграции — линия. Далее идет линейный синтез, включающий два периода. Синтез по схеме на рис. 4, ϵ лежит в основе построения формозадающей ком-



Рис. 4. Варианты развития точечного синтеза



Рис. 5. Схема процедуры периодизации: a — один вид перемещения образующей на каждом из уровней интеграции; δ — четыре вида перемещений образующей на первом уровне интеграции



Рис. 6. Периодизация построения компоновочного решения УХ(H). Механизм варьирования морфологии

поненты с развитой структурой [ФЗК(РС)] — компоновочного решения склада 4-го уровня интеграции.

Таким образом, на основе исследования известных структур УХ(Н) установлено, что они обладают свойством периодичности, которое проявляется как в смене периодов внутри уровня интеграции, так и при переходе на следующий уровень, стадию. Принцип периодизации — основа воспроизводимости и изменчивости компоновочных решений УХ(Н). Данное представление о периодизации процесса построения компоновочных решений УХ(Н) и механизме варьирования их морфологии раскрывает рис. 6.

Построение УХ(Н) основано на непрерывном возобновлении периодов интеграции ячеек с последующим переходом на новый уровень. Период синтеза завершается при использовании всех возможностей в заданных условиях. Основными требованиями для создания следующих уровней являются: достижение требуемых вместимости, производительности и гибкости; расширение технологических возможностей и другие внешние потребительские свойства УХ(Н). Требования и наработанные результаты — два фактора приводящие в действие механизм варьирования морфологии и заставляющие вбрасывать новые резервы (см. рис. 6).

Раскрытие закономерностей построения механизма варьирования морфологии УХ(Н) делает понятной логику их развития. Процесс разработки решений УХ(Н) на уровне техники изменяется качественно: исчезают эвристические приемы; он приобретает характер глубоких аналитических исследований резервов каждого уровня интеграции с целью получения заданных потребительских свойств. Практика разработки конструкций УХ(Н) строится как процесс управления их синтезом с позиций знания внутренних свойств объекта.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.81:620.179

С. Г. ТЮТРИН, канд. техн. наук (Курганский ГУ), e-mail: kgu_sm@rambler.ru

Усталостный датчик из индиевой фольги

Предложено для определения амплитуд циклических напряжений деталей применять усталостные датчики из индиевой фольги.

Ключевые слова: циклические напряжения, усталостный датчик, индиевая фольга.

It was suggested to practice indium leaf fatigue sensors for determination of component part cyclic stresses AMs.

Keywords: cyclic stresses, fatigue sensor, indium leaf.

В работе [1] рассмотрены основные результаты исследований японских, американских и российских специалистов по применению фольги и гальванических покрытий в качестве датчиков для измерения циклических напряжений и деформаций. За 50 лет после опубликования метода определения напряжений гальваническим меднением [2, 3], предложенного Хадзимэ Окубо, значительно расширилась область его применения. Кроме того, он стал основой для разработки усталостных датчиков с применением фольги. Исследования усталостных датчиков, начатые в США [4], сегодня продолжаются в Японии и России. Интерес к ним объясняется относительной простотой применения и большим практическим потенциалом. Простейший способ их использования состоит в том, что фольгу наклеивают на поверхность исследуемой детали, в которой контролируют проявления усталости. Величину циклических напряжений (деформаций) устанавливают калибровочными испытаниями.

Применение в производственных условиях медных и алюминиевых усталостных датчиков [5, 6] показало, что для повышения оперативности контроля необходимо существенно увеличить их чувствительность.

Результаты исследований влияния технологии изготовления и условий эксплуатации усталостных датчиков из разных материалов на чувствительность приведены в работах [7—11]. На рис. 1 показаны зависимости изменения напряжений о на по-

верхностях стальных образцов от числа N циклов нагружения при изгибе с вращением до появления следов усталости в металлопокрытиях (датчиках) из разных материалов или при разных технологиях их изготовления.

Многократное повышение чувствительности датчиков из медной электролизной фольги было достигнуто путем рекристаллизационного отжига в вакууме [7]. Зависимость 1 на рис. 1 соответствует началу роста зерен в фольге, а зависимость 5 — моменту появления полос на фольге, отожженной в вакууме в течение 2 ч при температуре 600 °C. Полосы скольжения наблюдали с помощью оптического микроскопа.

При предварительном пластическом растяжении медной электролизной фольги и ее отжиге при температуре 100 °С имело место существенное снижение предельных напряжений [8]. Испытания проводили на стальном образце при циклическом кручении. Получена зависимость $\sigma(N)$ для предварительно деформированной на 30 % и затем ото-



Рис. 1. Зависимости изменения напряжений σ на поверхностях стальных образцов от числа N циклов нагружения при изгибе с вращением до появления реакции усталостных датчиков из разных материалов

жженной фольги (см. рис. 1, кривая 4). При этом предельные напряжения снизились примерно в 1,5 раза. Кроме того, было отмечено, что контроль по растущим зернам занимает меньше времени, чем контроль по моменту появления линий скольжения [8].

При исследовании датчиков из железной фольги, отожженной в течение 1 ч в вакууме при температуре 760 °С [9], отмечено большое влияние частоты нагружения (см. рис. 1, кривая *6*).

Чувствительность датчиков из алюминиевой фольги по сравнению с фольгой из железа несколько ниже (см. рис. 1, кривая *3*), и они менее подвержены влиянию скорости нагружения [10]. При этом чувствительность алюминиевой фольги существенно повышается с увеличением температуры.

Чувствительность никелевой фольги по сравнению с алюминиевой фольгой остается относительно низкой даже при высоких температурах. Зависимость напряжения σ на поверхности образца от числа N циклов нагружения до появления реакции усталостных датчиков из никелевой фольги получена при нормальной температуре (см. рис. 1, кривая 2) [11].

Теоретический анализ возможности применения в качестве усталостных датчиков всех металлов [12] показал, что датчики из индия должны обладать высокой чувствительностью. Для экспериментальных исследований использовали фольгу из индия Ин-00 (ГОСТ 10297-94) толщиной 20 мкм. Испытания проводили на машине МУИ-6000 при частоте вращения 200 мин $^{-1}$ по методике Х. Окубо [3]. В качестве образца использовали деталь из стали 40ХН с конической полированной рабочей частью; твердость поверхности составляла 45 HRC. Исследовали датчики двух видов: без перфорации и со штампованными отверстиями диаметром 0,3 мм. Датчики наклеивали с помощью клея Момент-1. Поверхность датчиков полировали вручную алмазной пастой № 1/0, не допуская сильного давления на фольгу ввиду ее большой мягкости. Состояние поверхности контролировали с помощью микроскопа МБС-9 с косым и прямым освещением, так как темно-серый цвет фольги затрудняет визуальное наблюдение.

На рис. 2—4 (см. обложку) показаны следы дислокаций на поверхности индиевых датчиков, которые отчетливо видны при небольшом увеличении. Из рис. 1 видно, что чувствительность датчиков из индиевой фольги (см. рис. 1, кривая 7) значительно выше чувствительности датчиков из других исследуемых металлов. Таким образом, эксперименты подтвердили прогноз о высокой чувствительности усталостных датчиков из индиевой фольги, которые по сравнению с уже известными усталостными датчиками работают при меньших циклических напряжениях и малых числах циклов нагружения. Единственным недостатком датчиков из индиевой фольги является их высокая стоимость.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Манило И. И., Тютрин С. Г. Тенденции развития усталостных датчиков и перспективы применения их при ремонте и эксплуатации сельскохозяйственной техники // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 7. С. 48—51.

2. **Okubo H.** Determination of the Surface Stress by Means of Electroplating // Journal of Applied Physics. 1953. V. 24. N 9. P. 1130–1133.

3. Окубо X. Определение напряжений гальваническим меднением: Пер. с яп. М.: Машиностроение, 1968. 152 с.

4. Fricke W. G., jr. Fatigue Gage of Aluminum Foil // Proceedings of the American Society for Testing and Materials. 1962. V. 62. P. 268–269.

5. Экспериментально-расчетный метод прогнозирования остаточного ресурса металлоконструкций мостовых кранов с использованием металлических пленок / Д. А. Троценко, А. К. Давыдов, А. Н. Зайцев и др. // Безопасность труда в промышленности. 2006. № 1. С. 25–27.

6. **Манило И. И., Тютрин С. Г.** Диагностика нагруженности элементов сельскохозяйственных машин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2011. № 7. С. 31—32.

7. **Kitaoka S., Nagase Ya.** Experimental Evaluation of Stress Intensity Factor Using the Phenomena of Grain Growth and Slip-initiation in Copper Foil // Bulletin of JSME. 1984. V. 27. N 233. P. 2353–2359.

8. Seika M., Kitaoka S. A Study on the Improvement in Sensitivity of Strain Gauges Made of Copper Electrodeposited Foil // Bulletin of the JSME. 1984. V. 27. N 234. P. 2664–2669.

9. Kitaoka S., Nagase Ya., Seika M. Stress Measurement Using Slip-initiation Phenomenon in Iron Foil // Bulletin of the JSME. 1981. V. 24. N 197. P. 1901–1908.

10. Nagase Ya., Nakamura T., Nakamura Yo. Fatigue Gauge Utilizing Slip Deformation of Aluminum Foil (Slip Initiation and Surface Roughening Phenomena under Uniaxial Stressing) // JSME International Journal. S. I. 1990. V. 33. N 4. P. 506–513.

11. Seika M., Hosono K. A Basic Study of a Strain Gage Made of Nickel Foil // Experimental Mechanics. 1989. V. 29. N 4. P. 388–391.

12. **Тютрин С. Г.** Техническая диагностика металлическими покрытиями: монография. Курган: Курганский ГУ, 2007. 144 с.

Е. С. АСКАРОВ, канд. техн. наук (Казахский НТУ им. К. Сатпаева, Казахстан, г. Алма-Ата), e-mail: erlan57@mail.ru Центробежно-гирационная мельница без противовеса

Разработана новая конструкция динамически и статически уравновешенной центробежно-гирационной мельницы без противовеса.

Ключевые слова: центробежно-гирационная мельница, противовес, принцип работы.

New construction of dynamic and static counterbalancing axifugal-gyratory grinding mill without counterbalance was developed.

Keywords: axifugal-gyratory grinding mill, counterbalance, method of procedure.

Центробежно-гирационные мельницы — высокоэффективное оборудование, потребляющее мало электроэнергии: на 1 т руды — 7 кВт (150 кг/кВт), для сравнения: шаровая мельница потребляет 20 кВт (50 кг/кВт). Энергоэффективность оборудования имеет большое значение в связи с уменьшением мировых ресурсов и, соответственно, повышением цен на них, а также для решения экологических проблем.

Существующая конструкция центробежно-гирационной мельницы достаточно эффективна, но имеет недостаток — наличие противовеса, непроизводящего полезной работы. Масса противовеса примерно в 10 раз меньше полезной рабочей массы помольных камер и водила, поэтому желательно создать центробежно-гирационную мельницу без противовеса [1, 2].

Назначение противовеса — создание компенсирующей силы, равной и противоположно направленной относительно центробежной силы, создаваемой помольными камерами и водилом. Предлагается конструкция мельницы с зеркально симметричным расположением двух комплектов помольных камер и водил [3].

Центробежная мельница без противовеса содержит двигатель 1 (рисунок, a), вращающий через клиноременную передачу 2 вал 3 с двумя одинаковыми кривошипами 4 и 5, расположенными диаметрально. На кривошипе 4 шарнирно установлено водило 6 с помольными камерами 7. На кривошипе 5 шарнирно установлено водило 8 с помольными камерами 9. Кривошип 4 взаимодействует с рычагом 10 посредством вилки 11. Рычаг 10 в средней части шарнирно закреплен на основании 12. На другом его конце установлен палец 13, входящий вертикально в паз 14, выполненный на водиле 8.

Кривошип 5 взаимодействует с рычагом 15 посредством вилки 16. Рычаг 15 в средней части шарнирно закреплен на основании 12. На другом его конце установлен палец 17, входящий вертикально в паз 18, выполненный на водиле 6. Помольные камеры 7 на водиле 6 установлены так, что ось, проходящая через их центры, направлена под определенным углом φ к оси паза 14, причем $\varphi \neq 90^{\circ}$. Ось, проходящая через центры помольных камер 9, также расположена под углом φ к оси паза 18 и зеркально симметрична оси, проходящей через центры помольных камер 7. Угол φ выбирается из условия, что помольные камеры 7 и 9 при работе мельницы не должны соприкасаться.



Схема мельницы в исходном положении (а), при повороте кривошипов по часовой стрелке (б) и следующем повороте (в)

Мельница без противовеса работает следующим образом. Двигатель через ременную передачу 2 вращает кривошипный вал 3. Вместе с ним по часовой стрелке вращаются кривошипы 4 и 5 (рисунок, а-в). Кривошип 4 вращает водило 6 с камерами 7. Кривошип 5 взаимодействует с вилкой 16 на рычаге 15, который совершает колебательные движения и работает как кулиса. Вместе с рычагом 15 колебательные движения совершает и палец 17. Параметры механизма подбирают так, чтобы ось пальца 17 всегда была вертикальна к оси паза 18, который в этом случае может совершать только вертикальное перемещение относительно пальца 17. Для обеспечения этого кинематического условия необходимо, чтобы кривошипы 4 и 5 были одинаковые, а ось вращения рычага 15 располагалась в его середине. Так как паз 18 является частью водила 6, то оно также вращается вместе с кривошипом 4, выполняя плоскопараллельное движение. Вместе с водилом 6 перемещаются помольные камеры 7.

Кривошип 5 вращает водило 8 с камерами 9. Кривошип 4 взаимодействует с вилкой 11 на рычаге 10, который совершает колебательные движения и работает как кулиса. Другой конец рычага 10 также совершает колебательные движения вместе с пальцем 13. Ось пальца 13 должна быть вертикальна к оси паза 14, который в этом случае может совершать только вертикальное перемещение относительно пальца. Так как паз 14 является частью водила 8, то оно, вращаясь вместе с кривошипом 5, выполняет плоскопараллельное движение. Вместе с водилом 8 перемещаются помольные камеры 9. Так как водила 6 и 8 с камерами 7 и 9 вращаются на одинаковых и диаметрально расположенных кривошипах 4 и 5, крутящие моменты, создаваемые их массами, будут равны и направлены противоположно, т. е. будут уравновешивать друг друга. Центробежные силы $F_{\rm II}$, возникающие при их работе, равны, расположены на одной прямой и направлены в разные стороны, т. е. уравновешивают друг друга (см. рисунок, θ).

Предлагаемая центробежная мельница без противовеса будет статически и динамически устойчива. Так как масса противовеса составляет ≈10 % полезной массы, то при его отсутствии КПД мельницы повышается приблизительно на 7÷8 %. Симметричное расположение помольных камер обеспечивает статическое и динамическое равновесие.

Усложнением конструкции будет применение разъемных подшипников скольжения в некоторых узлах, а также повышение сложности сборки мельницы и ее обслуживания, но это оправдывается экономически. Мельницу можно использовать для помола различного минерального и пищевого сырья.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Аскаров Е. С. Центробежно-гирационная мельница с приводом на основе кулисного механизма // Вестник машиностроения. 2003. № 9. С. 79—81.

2. Аскаров Е. С. Центробежно-гирационные мельницы — особенности конструкции и расчет // Вестник машиностроения. 2008. № 2. С. 86—88.

3. Заявка 2011/1018.1. Казахстан. Центробежная мельница без противовеса.

УДК 621.762.55:621.791.72

А. П. НАЗАРОВ, А. А. ОКУНЬКОВА, канд. техн. наук (МГТУ "Станкин"), e-mail: nazarovstankin@mail.ru

Технология селективного лазерного спекания*

Дано краткое описание технологии быстрого прототипирования методом селективного лазерного спекания, приведены общие технологические параметры и перечислены применяемые материалы.

Ключевые слова: селективное лазерное спекание, порошки.

Brief description of the technology of fast prototyping by selective laser agglomeration method was presented. General technology parameters were given. Applied materials were specified.

Keywords: selective laser agglomeration, powders.

В настоящее время широкое применение получают технологии быстрого прототипирования, используемые при создании трехмерных объектов. При классическом формообразовании деталь получают, отсекая от заготовки все лишнее. При быстром прототипировании деталь "выращивается" послойным добавлением материала, что позволяет создавать уникальные изделия, например, теплообменники со сложными каналами охлаждения, литейную оснастку для изготовления корпусов двигателей и насосов, фильтрующие элементы, медицинские протезы и имплантаты (рис. 1). Наиболее применяемым методом быстрого прототипирования является селективное лазерное спекание (СЛС), которое имеет огромный потенциал в проектировании и производстве.

^{*} Работа выполнялась в рамках Постановления Правительства № 220 о государственной поддержке научных исследований.



Рис. 1. Изделия, полученные СЛС: корпус двигателя (а), корпус насоса (б), различные детали (в)

Предпосылки возникновения данной технологии появились в конце 60-х годов прошлого века. Преподаватель Герберт Воелкер работал над проблемой программного управления станками. Он реализовывал идею, при которой спроектированная на компьютере деталь служила бы основой для создания управляющей программы станка. Для этого он развивал математические инструменты, позволяющие описывать трехмерные объекты. В результате была заложена теоретическая база для твердотельного моделирования, которая сегодня является основой всех компьютерных программ, используемых при проектировании механических объектов.

Исследователь Карл Декард в 1987 г. в свою очередь предложил революционное решение. Если традиционно любое изделие формировали путем удаления материала (точение, фрезерование) или изменением формы заготовки (ковка, штамповка), то было предложено создавать изделие путем добавления (постепенного наращивания) материала, например послойным спеканием порошка лазерным лучом. Соединение двух идей использование компьютерной трехмерной модели и создание объекта добавлением материала, дало качественный скачок в проектировании и производстве. Дальнейшее развитие данного подхода привело к огромному числу способов его реализации.

Сегодня ведутся работы по объединению систем автоматического проектирования (AutoCAD, Solid Work, Pro/Engineer CATIA и т. д.) с технологией послойного синтеза объемных изделий [1]. К наиболее известным технологиям быстрого прототипирования относятся: СЛС, лазерная стериолитография, трехмерная печать, послойная заливка экструдируемым расплавом, трехмерная лазерная наплавка, послойное формирование объемных моделей из листового материала [1].

Метод СЛС

При СЛС порошковый материал послойно спекают лазерным лучом [2]. Для этого необходимы мелкодисперсные, термопластичные и быстротвердеющие порошки с высокой вязкостью, такие как полимеры, воск, нейлон, керамика, металлические порошки с добавлением легкоплавкого связующего. В настоящее время также освоено прямое спекание металлических порошков (без добавления легкоплавкого связующего). В рабочей камере (рис. 2) [3], внутри которой происходит данный процесс, порошок предварительно нагревают до температуры, несколько меньшей, чем температура плавления легкоплавкой фазы.

Синтезируемая модель в компьютере раскладывается на сечения по данным из файла с расширением *.STL. Первое сечение разравнивается роликом (или другим устройством) по поверхности зоны обработки. Лазерный луч спекает заданный контур. Новый слой порошка наносят поверх первого слоя, также разравнивают (см. рис. 2) [5] и спекают. Таким образом формируется все изделие, которое затем извлекают из камеры, а излишки порошка удаляют [2]. Формирование изделия может осуществляться в газе или разряженной среде (в за-



Рис. 2. Схема СЛС



Рис. 3. Упрощенный алгоритм управляющей программы для установки СЛС

висимости от используемого порошка). Оставшийся (лишний) порошок можно использовать повторно. Упрощенный алгоритм управляющей программы для установки СЛС показан на рис. 3 [2].

Мировыми лидерами в использовании технологий СЛС являются фирмы: 3D Systems (США), EOS GmbH и MCP-Group (Германия), PHENIX Systems (Франция). В России над развитием и реализацией данной технологии работают [4]: Институт проблем лазерных и информационных технологий РАН, Самарский филиал Физического института им. П. Н. Лебедева, ГОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный институт точной механики и оптики", лаборатория лазерных технологий ИАиЭ СО РАН, ОАО "Национальный институт авиационных технологий", НАМИ, ГНЦ РФ ФГУП "Центр Быстрого Прототипирования", ОАО "НИИТавтопром", ГОУ ВПО "МАТИ".

На русском языке впервые изложены физические основы послойного СЛС и синтеза функциональных мезоструктур (мезоизделий) в книге [2]. Области применения быстрого прототипирования в производстве описаны в статье [5]. Вопросы производительности СЛС рассмотрены в работе [6], вопросы точности изготовления изделий данным методом — в статьях [7—9], перспективы создания функционально-градиентных изделий — в работах [10—12].

Технологические параметры СЛС

Поскольку СЛС — относительно молодая технология, особенно в России, данных о ее технологических параметрах [13—15] крайне недостаточно. Имеющаяся информация относится непосредственно к полученным данным методом изделиям без дальнейшей обработки и обусловливается используемым материалом [16—18]. Ниже приведены технологические параметры СЛС, производительность и размеры рабочих зон:

Минимальная толщина спекаемого слоя, мкм	300÷500 (установки фирмы Phenix Inc. используют порош- ки с размерами частиц 10 мкм и создают слои в 20 мкм)
Максимальная толщина	0.5 : 0.5
	$0,5\pm 2,5$
Размеры фракции, мкм	30÷300
ипы лазеров (длина волны, мкм)	CO ₂ -лазер (10,6), Nd—YAG-ла- зер (1,06); YLR-лазер (1,07)
Мощность лазера, Вт	50÷400
Максимальная скорость	
сканирования, м/с	3÷10
Диаметр пятна лазера, мкм.	50÷200
Скорость построения изде-	
лия, см ³ /ч	1÷1,2 (СЛС-машина с одним лазером); 2,5 (с двумя)
Размеры рабочей зоны, мм:	
максимальные	$550 \times 550 \times 750$
наиболее распростра-	
ненные	$250 \times 250 \times 215$
Дополнительные опции	Возможно спекание в аргоне, азоте, кислороде
Температура нагревания зо- ны спекания, °С	До 900

Далее приведены материалы, применяемые в СЛС [2, 19—21]:

Однокомпонентные Многокомпонентные и интерметаллидные системы	Поликарбонат, нейлон, железо, титан, медь Ni, Al, Ti, W, их карбиды и интерметаллиды, сплав INCOTEL 625, Ti-6Al-V, Mo-Cu, Cu-Ni, Cu-Sn, Cu-Sn-Ni, Fe-Cu, бронза-Cu ₃ P, WC-Co, TiC-Ni/Co/Mo, TiCN-Ni, TiB ₂ -Ni, ZrB ₂ -Cu, Fe ₃ C-Fe
Стальные	Низко- и высоколегированные стали
Керамика:	
конструкционная	$\begin{array}{l} ZrO_2, Al_2O_3, Al_2O_3-Al_4B_2O_9, \\ Al_2O_3-SiO_2-B_2O_3, \\ Si_3N_4-Al_2O_3, Ti-Zn-Al/Al_2O_3, \\ Ti+ZrO_2, ZrO_2-Al_2O_3-Al, \\ ZrO_2-Al-Y_2O_3 \end{array}$
сегнетоэлектрическая	Pb(Zr_xTi_{1-x})O ₃ , Bi ₄ Ti ₃ O ₁₂ , Li _{0,5} Fe _{2,5-x} Cr _x O ₄ , BaFe _{12x} Cr _x O ₁₉
Керамопласт	Al ₂ O ₃ + полиметилметакрилат
Пьезопласт	ЦTC + PVDF

Реализовано совмещение СЛС со следующими технологиями [2]: горячим изостатическим прессованием (на базе сплавов INCONEL 625, Ti—6Al—4V); самораспространяющимся высокотемпературным синтезом (смеси на основе TiO₂ + + C + Al, Ni + Ti, Ni + Al, Ti + Al, PbO + ZrO₂ + + TiO₂, Li₂CO₃ + Fe₂O₂ + Cr₂O₃ + FeBaO₂ + + Fe₂O₃ + Cr₂O₃ + Fe); химическими реакциями с участием газовых добавок (получение SiN из Si + N₂; SiC/Si₃N₄ из C₂H₂/Si(CH₃)₄; NH₃, AlN, TiN из N₂); гелиевым литьем (керамика + полимер); послойным нанесением покрытий (Al/Cu на стекло) [2].

Ниже приведены характеристики изделий из металлополимерных композиций, полученных СЛС [2]:

Максимальная точность, мм	$\pm 0,05$
Шероховатость, <i>Ra</i>	5,7÷11 и более
Плотность р, г/см ³	2÷4
Твердость, <i>НВ</i>	30÷55
Модуль Юнга Е, МПа	100÷400
Предел вынужденной эластичности $\sigma_y,$ МПа	8÷18
Предел прочности $\sigma_{_{\!B}}, M\Pi a$	20÷77

Метод СЛС позволяет получать уникальные композиционные материалы, не имеющие природных аналогов, и изделия из них. Оптимизация свойств композиционных материалов позволит совершенствовать технологический процесс и расширить области применения синтезируемых изделий. Наиболее перспективным направлением развития данного метода в России является использование отечественных материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Шишковский И. В. Перспективы быстрого прототипирования для изготовления моделей и литейных форм // Литейное производство. 2010. № 6. С. 23–29.

2. Шишковский И. В. Лазерный синтез функционально-градиентных мезоструктур и объемных изделий. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2009. 424 с.

3. Шишковский И. В. Использование селективного лазерного спекания в литье по выплавляемым моделям // Литейное производство. 1999. № 7. С. 19—22.

4. Шишковский И. В. Лазерный синтез объемных изделий // Обзорный доклад. Отделения квантовой радиофизики ФИАН им. П. Н. Лебедева, 2009. Москва.

5. **Кузнецов В.** Системы быстрого изготовления прототипов и их расширения // CAD/CAM/CAE Observer № 4(13). 2003.

6. Сапрыкин А. А. Повышение производительности процесса селективного лазерного спекания при изготовлении прототипов: Дис. ... канд. техн. наук. РГБ ОД. Юрга, 2006. 161 с.

7. Influence of process parameters on part shrinkage in SLS / R.-J. Wang, L. Wang, L. Zhao, Z. Liu // The Inter-

national Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2007. V. 33. N 5, 6. P. 498–504.

8. Senthilkumaran K., Pulak Pandey, Rao P. V. M. New model for shrinkage compensation in selective laser sintering // Virtual and Physical Prototyping. 2009. V. 4. I. 2. P. 49–62.

9. Accuracy Analysis and Improvement for Direct Laser Sintering // Y. Tang, Loh Han Tong, J.-Y.-H. Fuh, Wong // Innovation in Manufacturing Systems and Technology. 2004. N 1.

10. **Yadroitsev I., Bertrand P., Smurov I.** Parametric analysis of selective laser melting technology // Applied Surface Science. 2007. V. 253. N 19. P. 8064–8069.

11. **Functional** graded material synthesis via Direct Metal Deposition / I. Yadroitsev, I. V. Shishkovsky, P. Bertrand, I. Smurov // Proceedings of the Fourth International WLT-Conference on Lasers in Manufacturing. 2007. Munich, 18–22 June. P. 16.

12. **Smurov I.** Rapid Manufacturing for Competitiveness // Proceeding of the 4th European Summer University. St. Etienne: ENISE. 2007.

13. **Назаров А. П.** Перспективы быстрого прототипирования методом селективного лазерного спекания/плавления // Вестник МГТУ Станкин. 2011. № 4. Т. 1 (16). С. 46—51.

14. **Окунькова А. А.** Особенности программирования электроэрозионного проволочного оборудования с ЧПУ // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2010. № 2. С. 3—10.

15. **Григорьев С. Н., Мартинов Г. М.** Концепция построения базовой системы числового программного управления мехатронными объектами // Информационные технологии в проектировании и производстве. 2011. № 2. С. 21—27.

16. **Cutting** tools nitriding in plasma produced by a fast neutral molecule beam / A. Metel, S. Grigoriev, Y. Melnik // Japanese Journal of Applied Physics. 201 1. V. 50 (8 p. 2). P. 08JG04-1-08JG04-4.

17. Аддитивное производство с помощью лазера / И. Ю. Смуров, И. А. Мовчан, И. А. Ядроицев и др. // Вестник МГТУ Станкин. 2011. Т. 2 № 4. С. 144—146.

18. Григорьев С. Н., Андреев А. Г., Мартинов Г. М. Перспективы развития кроссплатформенных компьютерных систем числового программного управления высокотехнологичного оборудования // Автоматизация в промышленности. 2011. № 5. С. 3–8.

19. Григорьев С. Н., Волосова М. А., Климов В. Н. Модификация поверхности режущего инструмента из быстрорежущей стали путем вакуумно-плазменной обработки // Физика и химия обработки материалов. 2005. № 5. С. 11—18.

20. Григорьев С. Н., Волосова М. А. Технология комбинированного поверхностного упрочнения режущего инструмента из оксидно-карбидной керамики // Вестник машиностроения. 2005. № 9. С. 32—36.

21. Григорьев С. Н., Красновский А. Н. Разработка теории непрерывного формообразования изделий из ультрадисперсных композиционных порошковых материалов // Вестник МГТУ Станкин. 2011. № 1. С. 12–16.