ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

5

2011

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

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

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Терновой А. В. — Выбор эффективных параметров конечных элементов при решении плоской задачи теории упругости . . . 3
Лебедев С. В. — Момент и осевая сила на поверхности лопасти конического винтового якоря . . . 6
Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. — Компоновка многодвигательных соединений гидропривода . . . 9
Максимов Ю. В., Бекаев А. А., Михайлов В. А., Кузьминский Д. Л. — Математическое прогнозирование качества обрабатываемой поверхности детали при ударной нагрузке в начале процесса прошивания . . . 17
Зубков Е. В., Галиуллин Л. А. — Применение гибридной нейронной сети для настройки нечетких систем при моделировании режимов испытаний ДВС . 21
Васильев Г. Н., Тай Зар Чжо Ньюнт — Оценка значимости параметров при оптимизации конструкции методом баланса градиентов . . . 25
Мусаев З. Н., Ханахмедова С. А. — Стартер-генератор, конструкции и его элементы . . . 30
Бузановский В. А. — Направления развития газовых наносенсоров. Металлоксидные наносенсоры с кондуктометрическим преобразователем . . . 33
Цыбулько А. Е., Киселев А. Г., Бахтин Д. Е., Романенко Е. А. — Деформационный критерий прочности изотропных материалов при сложном напряженном состоянии . . . 38
Сторчак Н. А., Санинский В. А., Платонова Ю. Н. — Выбор оптимального сочетания поверхностей контакта в соосных парах трения и взаимосвязь с параметрами образованного зазора . . . 40
Каргин А. П. — Самотормозящийся привод с высоким КПД для грузоподъемных машин . . . 42

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

Колесников В. И., Мясникова Н. А., Волнянко Е. Н., Ермаков С. Ф., Сычёв А. П., Сычёв А. А. — Формирование износостойких поверхностных структур тяжелонагруженных трибосопряжений при использовании смазочных материалов с наноразмерными керамическими присадками . . . 45

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кабалдин Ю. Г., Серый С. В. — Оптимизация составов и функциональных свойств наноструктурных покрытий для режущего инструмента методом функционала электронной плотности . . . 49
Денисенко А. Ф., Казакова О. Ю. — Прогнозирование изменения формы базирующих поверхностей инструментальной системы металлорежущих станков при эксплуатации . . . 54
Захаров О. В. — Теоретические основы наладки бесцентровых суперфинишных станков . . . 57
Тюрин А. Н. — Исследование неравномерности снятия припуска при суперфинишной обработке деталей . . . 62

Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории резания. 6. Определение температурных полей и контактных температур при резании материалов. Часть 3 . . . 63
Кузин В. В. — Микроструктурная модель керамической режущей пластины . . 72

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Меденков С. А. — О некоторых положительных аспектах влияния мирового финансового кризиса на развитие черной металлургии и машиностроения России . . . 77
Сидоров В. М. — Повышение производительности оборудования — путь к устойчивому развитию предприятия . . . 79
Феофилов Н. Д., Скрябин В. Н., Мацкевич А. В. — Технико-экономические аспекты процесса зубофрезерования цилиндрических колес . . . 82
Желобанов С. С. — Планирование переналадки высокопроизводительного оборудования в условиях мелкосерийного производства . . . 88

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Ларин П. А., Каракулов М. Н. — Пути совершенствования стендов для испытаний механических редукторов . . . 91
Шигин А. О. — Основные принципы адаптивной системы подачи рабочих органов буровых станков . . . 93
Иванов А. Н. — Выставка "Термообработка-2010" . . . 96

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Ternovoy A. V. — The choice of effective parameters of the finite elements at solution of the plane theoretic problem of elasticity
Lebedev S. V. — The moment and axial force on the blade's surface of conical helical anchor
Medvedev Yu. A., Kuznetsov V. P. — The layout of the multi-motor hydraulic connections
Maksimov Y. V., Beck A. A., Mikhailov V. A., Kuzminsky D. L. — Mathematical forecasting of quality of the detail's machined surface at arising of a shock load in the beginning of the broaching process
Zubkov E. V., Galiullin L. A. — Application of a hybrid neural network to adjust the fuzzy systems for modeling the test modes of the ICE
Vasil'ev G. N., Tay Zar Chzho N'yunt — Evaluation of the parameters significance at optimization of a design by the gradients balancing technique
Musaev Z. N., Khanakhmedova S. A. — Starter-generator design and its elements
Buzanovsky V. A. — Lines of development of gas nanosensors. Metal-oxide nanosensors with conductometric transducer
Tsybul'ko A. E., Kiselev A. G., Bakhtin D. E., Romanenko E. A. — Strain strength criterion of isotropic materials under complex stress state
Storchak N. A., Saninsky V. A., Platonova Yu. N. — A choice of optimal combination of contact surfaces in the coaxial friction pairs and the relationship with parameters of the formed clearance
Kargin A. P. — Self-locking drive with high efficiency for the hoisting machines

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

Kolesnikov V. I., Myasnikova N. A., Volnyanko E. N., Ermakov S. F., Sychev A. P., Sychev A. A. — Formation of wear-resistant surface structures of heavy-loaded friction pairs at use of lubricants with nano-dimensional ceramic additives

MANUFACTURING ENGINEERING

Kabaldin Yu. G., Sery S. V. — Optimization of compositions and functional properties of nanostructured coatings for cutting tool by the method of electron density functional
Denisenko A. F., Kazakova O. Yu. — Forecasting of change in the form of basing surfaces of the tooling system of the machine tools during the operation
Zakharov O. V. — Theory of adjustment of the centerless superfmish machine tools
Tyurin A. N. — Study of the allowance removal irregularity at superfmish processing of details

A series of articles "Problems of theory and practice of materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Development of a new cutting theory. 6. Determination of temperature fields and contact temperatures during cutting of materials. Part 3
Kuzin V. V. — Fine-structural model of a ceramic cutting blade

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Medenkov S. A. — Some aspects of positive impact of the global financial crisis on the development of the ferrous metallurgy and engineering industry in Russia
Sidorov V. M. — The equipment productivity enhancement is the way to the sustainable development of the enterprise
Feofilov N. D., Skryabin V. N., Matskevich A. V. — Technical-economic aspects of gear milling process of the cylindrical wheels
Zhelobanov S. S. — Planning of readjustment of high-performance equipment in the conditions of small-scale production

TECHNICAL INFORMATION

Larin P. A., Karakulov M. N. — Ways of improving of the test benches for testing of mechanical reducers
Shigin A. O. — Basic principles of adaptive feed system of working bodies in the boring machines
Ivanov A. N. — Exhibition "Heat Treatment-2010"

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

Сдано в набор 02.03.2011. Подписано в печать 11.04.2011.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 12,69. Заказ 269.

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", 2011

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 519.6

А. В. ТЕРНОВОЙ, канд. техн. наук (КГТА им. В. А. Дегтярева, г. Ковров), e-mail: kgta.tikm@yandex.ru

Выбор эффективных параметров конечных элементов при решении плоской задачи теории упругости

Рассмотрены вопросы выбора эффективных размеров конечных элементов при автоматизированном создании конечно-элементной сетки путем сравнительного анализа расчетов методом конечных элементов и точных аналитических решений на примере задачи теории упругости.

Ключевые слова: метод конечных элементов, автоматизированные расчетные комплексы, эффективный размер, точность.

The questions of choice of effective sizes of finite elements at automated creation of finite-element grid by a comparative analysis of calculations by the finite elements technique and of exact analytical solutions on the example of the elasticity theory problem are considered.

Keywords: finite element method, automated design systems, effective size, accuracy.

В исследованиях и инженерной практике широкое распространение получили программные комплексы, реализующие метод конечных элементов (МКЭ) с высоким уровнем автоматизации, однако применение данного метода требует критического анализа получаемых результатов.

Надежность методов компьютерного моделирования конструкций, применяемых на ранних стадиях проектирования, и точность результатов при анализе напряженно-деформированного состояния (НДС), как правило, оценивают путем сравнения результатов численного расчета с результатами, полученными точными аналитическими методами, в частности, используя краевые задачи теории упругости. Вместе с тем аналитические ("точные") методы расчета не обладают той универсальностью, которой обладают численные ("приближенные") методы, и крайне плохо поддаются алгоритмизации [1]. Этим, очевидно, и объясняется столь широкое применение автоматизированных вычислительных комплексов, реализующих исключительно численные методы.

Возникает проблема [2], которая заключается в корректности использования компьютерного моделирования, реализующего численные методы, если аналитических решений в замкнутом виде не существует. Решения, полученные аналитически в виде формул, можно проверить на соответствие дифференциальным уравнениям и краевым условиям конкретной задачи, т. е. можно оценить их погрешность. Решения же, полученные численными методами, представляют собой массивы чисел (как правило, большие объемы ненужной информации), о погрешности которых судят по тому, как эти числа изменяются по мере измельчения сетки конечных элементов (КЭ) в заданной области.

При неограниченном уменьшении размера КЭ погрешности, связанные с округлением коэффициентов матрицы системы алгебраических уравнений, и погрешности, вносимые в процессе их формирования, могут существенно ухудшать приближение к аналитическому решению.

В работе [1] показано, что в случае численного решения методом КЭ двумерной краевой задачи и применения равномерной конечно-элементной сетки с линейными функциями формы имеет место зависимость $\alpha = Ch^{-2}$, где α — спектральное число обусловленности матрицы системы алгебраических уравнений; C — константа, зависящая от конкретной задачи; h — максимальный размер КЭ.

Очевидно, что при автоматизированном разбиении расчетной модели конечно-элементной сеткой для каждого расчетного случая существует такой эффективный размер КЭ, при котором происходит практически полное совпадение "точного" и "приближенного" решений.

При исследованиях решали следующие задачи:

на примере классической задачи теории упругости — изгиб тонких пластин с эллиптическим и круговым профилем, нагруженных равномерным давлением, определить эффективные размеры КЭ, которые обеспечат совпадение результатов, полу-

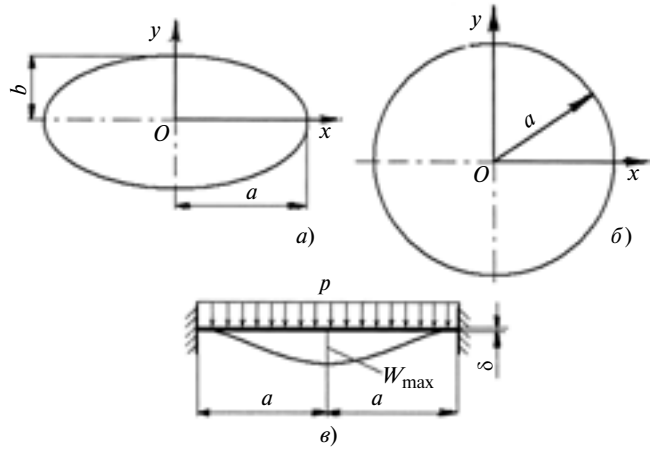


Рис. 1. Параметры исследуемых пластин с эллиптическим (*а*) и круговым (*б*) профилями и схема их нагружения (*в*)

ченных МКЭ и методами классической теории упругости;

установить связь эффективных размеров КЭ с параметрами расчетных моделей.

Аналитическое решение этой задачи основано на использовании уравнений теории упругости с упрощением в форме гипотез Кирхгоффа. Численное решение МКЭ осуществлялось с помощью программных комплексов на основе 3D-моделирования.

Параметры исследуемых пластин приведены на рис. 1 ($1/40 \leqslant \delta/a \leqslant 1/5$): толщина δ = 5; 10; 15 мм; размерный ряд полудиагоналей эллиптических пластин (рис. 1, *а*) $a \times b$ = 200 × 150; 200 × 100; 200 × 50 мм (соответственно b/a = 0,75; 0,5; 0,25); радиус круглой пластины (рис. 1, *б*) a = 200 мм (b/a = 1); материал — упругий, изотропный; модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона μ = 0,3. Схема нагружения пластин показана на рис. 1, *в*; p = 10 МПа.

Кинематические ограничения для всех расчетных моделей приняты одинаковыми — жесткая заделка по контуру пластины:

$$W_{\text{к}} = 0\ ;$$

$$\left(\frac{\partial W(x, y)}{\partial x}\right)\bigg|_{\text{к}} = 0;$$

$$\left(\frac{\partial W(x, y)}{\partial y}\right)\bigg|_{\text{к}} = 0.$$

Следуя допущениям, принятым в задачах о изгибе тонких пластин (С. Жермен, 1811 г.), установлено, что распределение напряжений в них однозначно определяется через функцию прогиба

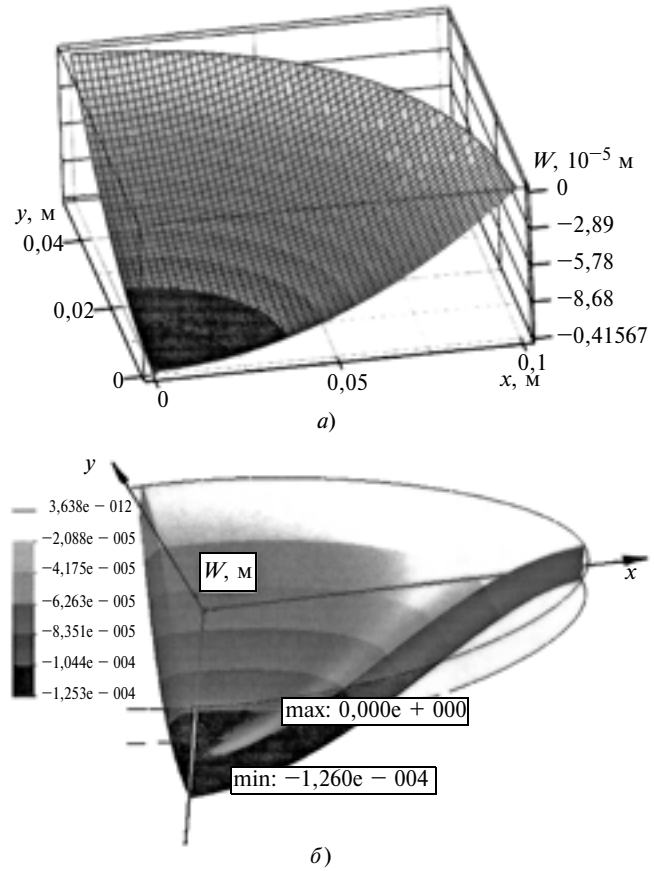


Рис. 2. Эпюры прогибов *W* четверти эллиптической пластины (*a* = 100 мм, *b* = 50 мм, δ = 10 мм):
а — аналитический "точный" расчет; *б* — расчет МКЭ

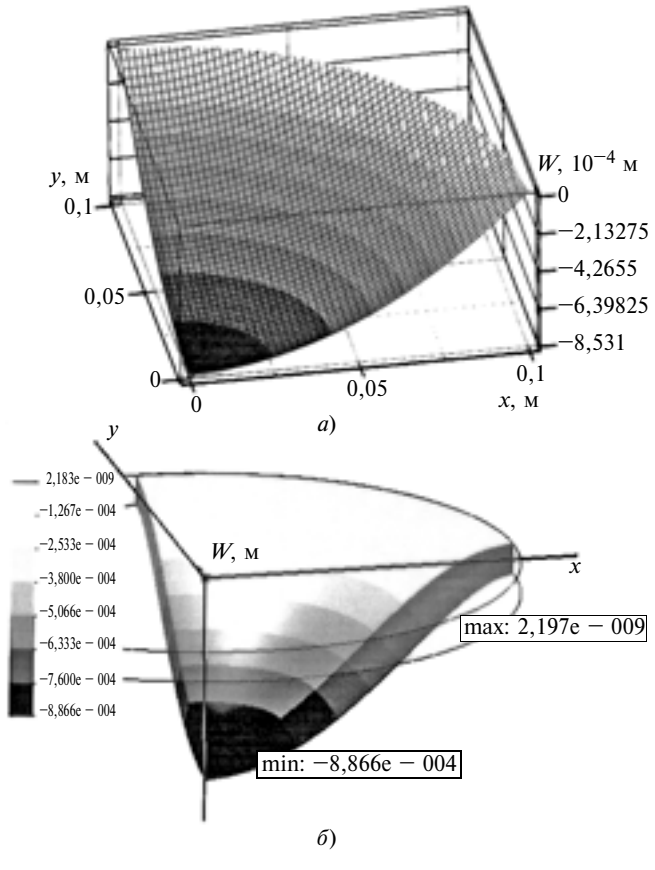


Рис. 3. Эпюры прогибов *W* четверти круговой пластины (*a* = 100 мм, *b* = 100 мм, δ = 10 мм):
а — аналитический "точный" расчет; *б* — расчет МКЭ

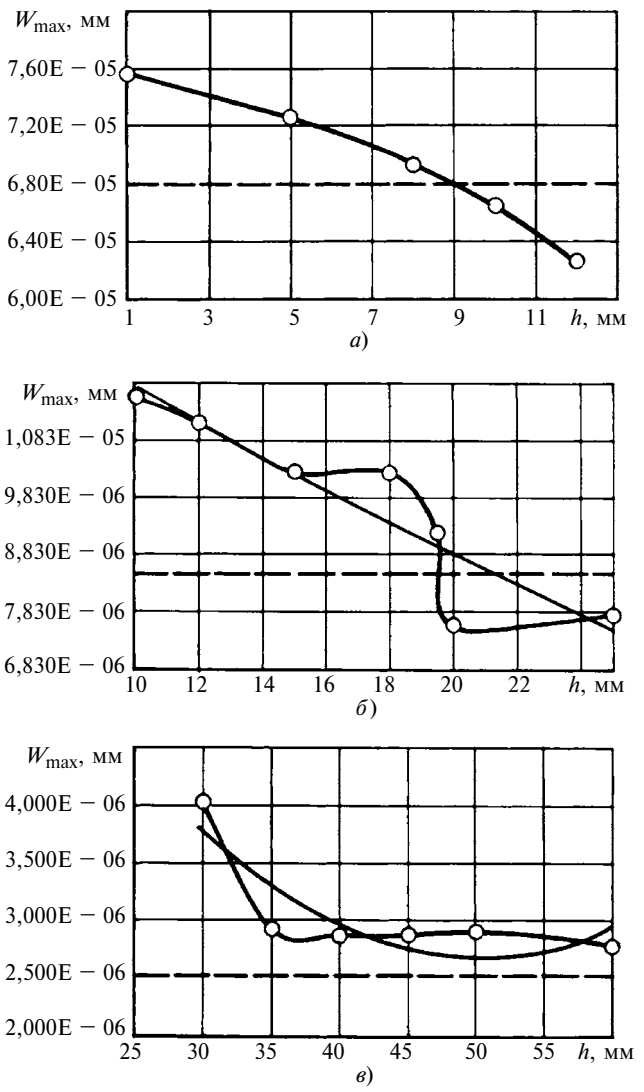


Рис. 4. Зависимости изменения W_{max} от h для эллиптических пластин (b/a = 0,25) толщиной δ = 5 (*а*); 10 (*б*); 15 мм (*в*):
---- — точное решение; —o— — МКЭ; —— — полиномиальная аппроксимация решений МКЭ

$W(x, y)$ ее срединной поверхности, которая не зависит от координаты z, направленной по нормали к поверхности пластины.

В общем виде имеет место функция $D\nabla^4 W(x, y) = q(x, y)$, где бигармонический оператор:

для прямоугольной системы координат

$$\nabla^4 W(x, y) = \frac{\partial^4 W(x, y)}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4 W(x, y)}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 W(x, y)}{\partial y^4};$$

для цилиндрической системы координат

$$\nabla^4 W(x, y) = \frac{\partial^4 W(x, y)}{\partial r^4} + \frac{2}{r}\frac{\partial^3 W(x, y)}{\partial r^3} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 W(x, y)}{\partial r^2} + \frac{1}{r^3}\frac{\partial W(x, y)}{\partial r};$$

$D = \dfrac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$ — цилиндрическая жесткость пластины.

Функция прогиба эллиптической пластины [3]:

$$W(x, y) = \frac{pa^4 b^4}{D(24b^4 + 16a^2b^2 + 24a^4)}\left(1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}\right).$$

В качестве критерия сходимости результатов аналитически точного и приближенного расчетов принята сходимость максимальных прогибов W_{max} в центрах ($x = 0$, $y = 0$) срединных поверхностей пластин.

Промежуточные результаты "точного" и "приближенного" расчетов по одному из вариантов эллиптической (b/a = 0,5; δ = 10 мм) и круговой

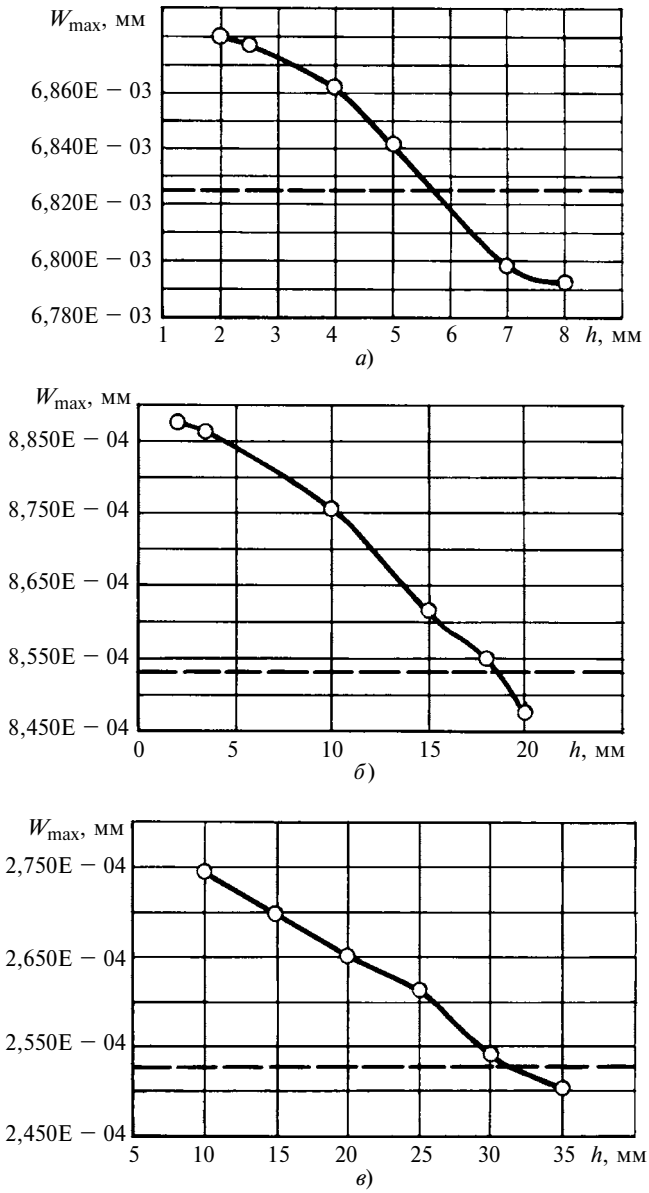


Рис. 5. Зависимости изменения W_{max} от h для круговых пластин (b/a = 1) толщиной δ = 5 (*а*); 10 (*б*); 15 мм (*в*):
---- — точное решение; —o— — МКЭ

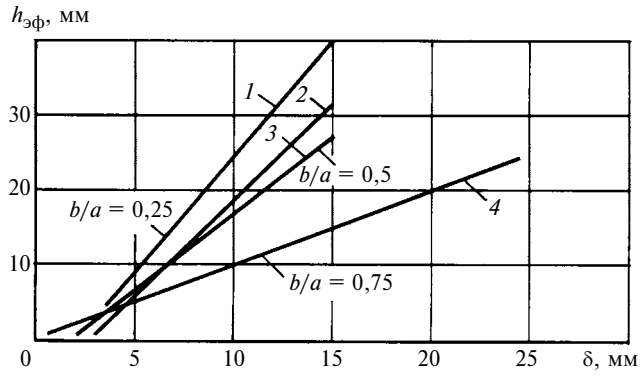


Рис. 6. Зависимости изменения размера $h_{эф}$ КЭ от параметров b/a и δ для круговой (*2*) и эллиптических (*1*, *3*, *4*) пластин

(b/a = 1; δ = 10 мм) пластин представлены на рис. 2 и 3 в виде эпюр прогибов $W = W(x, y)$.

На основе полученных данных построены зависимости $W_{max} = f(h)$, где h — номинальный размер КЭ при расчете МКЭ в сопоставлении с "точными" решениями данной задачи методом теории упругости при различных значениях b/a и δ (рис. 4, 5).

Обобщением расчетов стали аппроксимированные линейными функциями зависимости изменения W_{max} от h КЭ, при которых происходит полное совпадение результатов аналитически "точного" и "приближенного" расчетов: для круговой пластины $h_{эф} = 2{,}57\delta - 7{,}1$ (рис. 6, линия *2*); для эллиптических пластин: при $b/a = 0{,}25$ получен $h_{эф} = 3{,}1\delta - 6{,}67$ (рис. 6, линия *1*), при $b/a = 0{,}5$ получен $h_{эф} = 2{,}06\delta - 3{,}8$ (рис. 6, линия *3*), при $b/a = 0{,}75$ получен $h_{эф} = \delta$ (рис. 6, линия *4*).

Представленные зависимости можно использовать для получения точных результатов при исследовании НДС тонких пластин на основе МКЭ на начальном этапе проектирования конструкций.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ясницкий Л. Н.** Введение в искусственный интеллект. М.: Издательский центр "Академия", 2008. 176 с.
2. **Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Надежность метода конечных элементов // Справочник. Инженерный журнал. 2004. № 6. С. 13—22.
3. **Погорелов В. И.** Строительная механика тонкостенных конструкций. СПб: БХИ-Петербург, 2007. 528 с.

УДК 624.154

С. В. ЛЕБЕДЕВ (Балаковский институт техники, технологии и управления — филиал Саратовского ГТУ),
e-mail: lebedeff-mail@mail.ru

Момент и осевая сила на поверхности лопасти конического винтового якоря

Определяются теоретические зависимости для расчета момента и осевой силы, возникающих на верхней поверхности лопасти конического винтового якоря при его завинчивании в грунт.

Ключевые слова: конический винтовой якорь, винтовая лопасть, поверхности лопасти, момент, осевая сила.

Theoretical dependences for calculation of the torque and axial force, arising on upper surface of the blade of conical helical anchor at its screwing into the ground, are determined.

Keywords: conical helical anchor, screw blade, blade surfaces, a moment, axial force.

Интенсивное использование винтовых якорей началось в 1960-х гг. при строительстве линий электропередач и на данный момент является наиболее эффективным способом закрепления оттяжек опор без нарушения естественной структуры грунта [1, 2]. С освоением шельфа мирового океана винтовые якоря получили наибольшее распространение среди других видов якорей, удерживающих плавучие объекты в заданных местах акваторий и обеспечивающих нормальные условия их эксплуатации. Винтовые якоря можно применять для различных типов грунтов, включая подверженные морозному выпучиванию, для закрепления под значительным углом к вертикали. Они способны безударно погружаться в грунт, причем при определенных условиях без дополнительного осевого груза [3]. При малой массе винтовые якоря имеют большую удерживающую силу, так при массе 200 кг его удерживающая сила достигает 590 кН [4].

Винтовой якорь (рис. 1) состоит из цилиндрической ступицы *1* с коническим наконечником *2* и конической лопастью *3*, винтовая поверхность которой является прямым архимедовым геликоидом постоянного шага. Для передачи крутящего момента на якоре предусмотрен рым *4*, к которому крепится оттяжка. Такая конструкция обеспечивает завинчивание якоря практически во все типы грунтов без их разрушения в межвитковом пространстве, что позволяет равномерно распределять нагрузку на витки лопасти якоря пропорционально площади их поверхности.

Несмотря на достаточно широкое применение винтовых якорей, вопрос определения момента завинчивания их в грунт остается нерешенным. В работе [5] получены теоретические зависимости составляющих момента и осевой силы взаимодействия цилиндрической винтовой лопасти с грунтом, однако геометрия лопасти рассматривается упрощенно. В работе [4] момент завинчивания цилин-

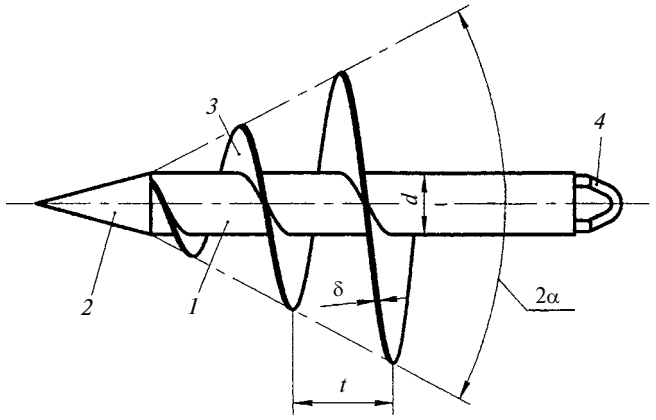


Рис. 1. Общий вид конического винтового якоря

дрической винтовой лопасти в грунт определяется теоретически как сумма восьми составляющих, среди которых одной из основных является момент сопротивления от взаимодействия поверхности лопасти с грунтом. Однако предлагаемая зависимость не может быть использована для конического винтового якоря, так как радиус его винтовой лопасти меняется пропорционально полярному углу. Последнее замечание относится и к осевой силе взаимодействия поверхности лопасти с грунтом.

В данной статье сделана попытка теоретически определить момент и осевую силу на верхней поверхности лопасти конического винтового якоря при завинчивании его в грунт, полагая при этом, что давление грунта распределено по поверхности равномерно. Взаимодействие нижней поверхности винтовой лопасти с грунтом не учитывается, так как при завинчивании якоря в грунт в результате действия силы сопротивления внедрению конусного наконечника и ступицы происходит упругая деформация грунта винтовой лопастью и между нижней стороной лопасти и грунтом появляется небольшой зазор.

Выделим на поверхности винтовой лопасти бесконечно малый элемент dS (рис. 2). При завинчивании якоря на элемент dS со стороны грунта будет действовать элементарная сила, которую удобно разложить на нормальную dN (силу давления) и касательную dT (силу трения) составляющие (см. рис. 2, вид Б).

Нормальная сила

$$\mathrm{d}N = p\mathrm{d}S, \tag{1}$$

где p — удельное давление грунта на лопасть, Н/м^2.

Сила трения

$$\mathrm{d}T = f\mathrm{d}N = fp\mathrm{d}S, \tag{2}$$

где f — коэффициент трения поверхности лопасти о грунт (считаем его значение постоянным на всей рассматриваемой поверхности).

Выразим элемент поверхности dS и угол β подъема винтовой линии, описываемой элементом dS при движении, через основные параметры винтовой лопасти, для чего используем параметрический способ задания винтовой поверхности. За начало координат возьмем вершину конуса, в который вписана винтовая лопасть, а в качестве параметров примем полярный угол φ винтовой лопасти (см. рис. 2, вид А) и угол γ между радиус-вектором R и осью z. В векторном виде винтовая поверхность S определяется радиус-вектором $R = R(\varphi, \gamma)$. Причем $\varphi \in [\varphi_1; \varphi_2]$; $\gamma \in [\gamma_{\min}; \alpha]$, где $\varphi_1 = \pi d/(t\,\mathrm{tg}\alpha)$ — начальное значение полярного угла винтовой лопасти; d — диаметр ступицы якоря, м; t — шаг винтовой лопасти, м; α — половина угла конусности винтовой лопасти; $\varphi_2 = 2\pi n$ — конечное значение полярного угла винтовой лопасти; n — число витков лопасти; $\gamma_{\min} = \mathrm{arctg}(\pi d/t\varphi)$ — начальное значение параметра γ для текущего значения параметра φ.

Разложив вектор R по координатным осям, перейдем к параметрическим уравнениям конической винтовой поверхности в скалярном виде:

$$\left.\begin{aligned} x &= b\,\mathrm{tg}\gamma\varphi\cos\varphi; \\ y &= b\,\mathrm{tg}\gamma\varphi\sin\varphi; \\ z &= b\varphi, \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

где $b = t/2\pi$ — приведенный шаг винтовой лопасти.

Из дифференциальной геометрии известно, что элемент поверхности

$$\mathrm{d}S = \sqrt{EG - F^2}\,\mathrm{d}\varphi\mathrm{d}\gamma, \tag{4}$$

где E, G, F — коэффициенты Гаусса, которые при параметрическом задании поверхности определяются по формулам:

$$\left.\begin{aligned} E &= \left(\frac{\partial x}{\partial\varphi}\right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial\varphi}\right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial\varphi}\right)^2; \\ G &= \left(\frac{\partial x}{\partial\gamma}\right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial\gamma}\right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial\gamma}\right)^2; \\ F &= \frac{\partial x}{\partial\varphi}\frac{\partial x}{\partial\gamma} + \frac{\partial y}{\partial\varphi}\frac{\partial y}{\partial\gamma} + \frac{\partial z}{\partial\varphi}\frac{\partial z}{\partial\gamma}. \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

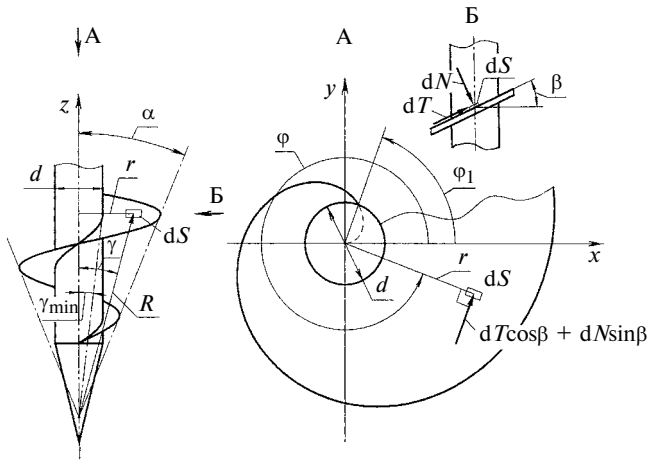


Рис. 2. Усилия, возникающие на элементе dS верхней поверхности винтовой лопасти

Определим частные производные координат (3) по параметрам φ и γ:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{\partial x}{\partial \varphi} &= \frac{\partial}{\partial \varphi}(b\mathrm{tg}\gamma\varphi\cos\varphi) = b\mathrm{tg}\gamma(-\varphi\sin\varphi + \cos\varphi);\\
\frac{\partial y}{\partial \varphi} &= \frac{\partial}{\partial \varphi}(b\mathrm{tg}\gamma\varphi\sin\varphi) = b\mathrm{tg}\gamma(\varphi\cos\varphi + \sin\varphi);\\
\frac{\partial z}{\partial \varphi} &= \frac{\partial}{\partial \varphi}(b\varphi) = b;\\
\frac{\partial x}{\partial \gamma} &= \frac{\partial}{\partial \gamma}(b\mathrm{tg}\gamma\varphi\cos\varphi) = \frac{b\varphi\cos\varphi}{\cos^2\gamma};\\
\frac{\partial y}{\partial \gamma} &= \frac{\partial}{\partial \gamma}(b\mathrm{tg}\gamma\varphi\sin\varphi) = \frac{b\varphi\sin\varphi}{\cos^2\gamma};\\
\frac{\partial z}{\partial \gamma} &= \frac{\partial}{\partial \gamma}(b\varphi) = 0.
\end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Подставив выражения (6) в равенство (4), после преобразований получим:

$$\left.\begin{aligned}
E &= b^2[\mathrm{tg}^2\gamma(\varphi^2+1)+1];\\
G &= b^2\varphi^2/(\cos^4\gamma);\\
F &= b^2\varphi\mathrm{tg}\gamma/(\cos^2\gamma).
\end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Подставив выражения (7) в равенство (4), после преобразований получим:

$$\mathrm{d}S = \frac{b^2\varphi}{\cos^2\gamma}\sqrt{\varphi^2\mathrm{tg}^2\gamma+1}\,\mathrm{d}\varphi\mathrm{d}\gamma. \quad (8)$$

Угол β подъема винтовой линии, находящейся на поверхности лопасти и проходящей через выделенный элемент $\mathrm{d}S$, определится как $\mathrm{tg}\beta = b/r$, где r — расстояние от оси z до элемента $\mathrm{d}S$.

Так как

$$r = \sqrt{x^2+y^2} = b\,\mathrm{tg}\gamma\varphi, \quad (9)$$

то получим:

$$\mathrm{tg}\beta = 1/(\varphi\mathrm{tg}\gamma);$$

$$\cos\beta = \frac{1}{\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\beta}} = \frac{\varphi\mathrm{tg}\gamma}{\sqrt{\varphi^2\mathrm{tg}^2\gamma+1}}; \quad (10)$$

$$\sin\beta = \sqrt{1-\cos^2\beta} = 1/\sqrt{\varphi^2\mathrm{tg}^2\gamma+1}. \quad (11)$$

Момент на верхней поверхности лопасти конического винтового якоря создается силами $\mathrm{d}N$ и $\mathrm{d}T$ относительно его оси (см. рис. 2, вид А) и определяется как

$$M = \iint_S(\mathrm{d}T\cos\beta + \mathrm{d}N\sin\beta)r. \quad (12)$$

С учетом формул (1) и (2) интеграл (12) запишем в виде

$$M = \iint_S pf\cos\beta r\mathrm{d}S + \iint_S p\sin\beta r\mathrm{d}S. \quad (13)$$

Интеграл (13) является поверхностным интегралом 1-го рода и вычисляется путем сведения к двойному интегралу; с учетом равенства (4) получим:

$$M = \iint_D pf\cos\beta r\sqrt{EG-F^2}\,\mathrm{d}\varphi\mathrm{d}\gamma + \iint_D p\sin\beta r\sqrt{EG-F^2}\,\mathrm{d}\varphi\mathrm{d}\gamma, \quad (14)$$

где D — область, являющаяся отображением рассматриваемой винтовой поверхности на плоскость $\varphi\gamma$.

С учетом выражений (8)—(11) после преобразований получим:

$$M = pfb^3\iint_D\frac{\varphi^3\mathrm{tg}^2\gamma}{\cos^2\gamma}\mathrm{d}\varphi\mathrm{d}\gamma + pb^3\iint_D\frac{\varphi^2\mathrm{tg}\gamma}{\cos^2\gamma}\mathrm{d}\varphi\mathrm{d}\gamma. \quad (15)$$

Решив интеграл (15), определим момент на верхней поверхности лопасти якоря:

$$M = pb^3\left[\frac{f\mathrm{tg}^3\alpha}{12}(\varphi_2^4-\varphi_1^4) + \frac{\mathrm{tg}^2\alpha}{6}(\varphi_2^3-\varphi_1^3) - \left(\frac{f}{24}\left(\frac{d}{b}\right)^3 + \frac{1}{8}\left(\frac{d}{b}\right)^2\right)(\varphi_2-\varphi_1)\right]. \quad (16)$$

Подставив в уравнение (16) $b = t/2\pi$, $\varphi_1 = \pi d/(t\mathrm{tg}\alpha)$ и $\varphi_2 = 2\pi n$, после преобразований получим:

$$M = pt^3\left[\frac{f\pi\mathrm{tg}^3\alpha}{6}n^4 + \frac{\mathrm{tg}^2\alpha}{6}n^3 - \left(\frac{f\pi}{12}\left(\frac{d}{t}\right)^3 + \frac{1}{8}\left(\frac{d}{t}\right)^2\right)n + \frac{f\pi}{32\mathrm{tg}\alpha}\left(\frac{d}{t}\right)^4 + \frac{1}{24\mathrm{tg}\alpha}\left(\frac{d}{t}\right)^3\right]. \quad (17)$$

Анализ равенства (17) показал, что помимо явной зависимости момента M от третьей степени шага t винтовой лопасти, при прочих равных условиях, он прямо пропорционален четвертой степени числа n витков и третьей степени угла α винтовой лопасти.

Осевая сила на верхней поверхности лопасти конического винтового якоря определится через поверхностный интеграл (см. рис. 2, вид Б):

$$F_a = \iint_S \mathrm{d}N\cos\beta - \mathrm{d}T\sin\beta. \quad (18)$$

С учетом уравнений (1) и (2) интеграл (18) можно записать в виде:

$$F_a = \iint_S p\cos\beta\mathrm{d}S - \iint_S pf\sin\beta\mathrm{d}S. \quad (19)$$

Интеграл (19) с учетом равенства (4) сводится к двойному интегралу:

$$F_a = \iint_D p\cos\beta\sqrt{EG-F^2}\,\mathrm{d}\varphi\mathrm{d}\gamma - \iint_D pf\sin\beta\sqrt{EG-F^2}\,\mathrm{d}\varphi\mathrm{d}\gamma. \quad (20)$$

С учетом уравнений (8), (10) и (11) после преобразований получим:

$$F_a = pb^2 \iint\limits_D \frac{\varphi^2 \mathrm{tg}\gamma}{\cos^2\gamma} \mathrm{d}\varphi \mathrm{d}\gamma - pfb^2 \iint\limits_D \frac{\varphi}{\cos^2\gamma} \mathrm{d}\varphi \mathrm{d}\gamma. \quad (21)$$

Решив интеграл (21), получим выражение для осевой силы на верхней поверхности лопасти конического винтового якоря:

$$F_a = pb^2 \left[\frac{\mathrm{tg}^2\alpha}{6} (\varphi_2^3 - \varphi_1^3) - \frac{f\mathrm{tg}\alpha}{2} (\varphi_2^2 - \varphi_1^2) - \right.$$
$$\left. - \left(\frac{1}{8}\left(\frac{d}{b}\right)^2 + \frac{f}{2}\frac{d}{b} \right)(\varphi_2 - \varphi_1) \right]. \quad (22)$$

Подставив в равенство (22) $b = t/2\pi$, $\varphi_1 = \pi d/(t\mathrm{tg}\alpha)$, $\varphi_2 = 2\pi n$, после простых преобразований получим:

$$F_a = pt^2 \left[\frac{\pi}{3} \mathrm{tg}^2\alpha n^3 - \frac{1}{2} f\mathrm{tg}\alpha n^2 - \left(\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{t}\right)^2 - \frac{f}{2}\left(\frac{d}{t}\right) \right) n + \right.$$
$$\left. + \frac{\pi}{12\mathrm{tg}\alpha} \left(\frac{d}{t}\right)^3 - \frac{f}{8\mathrm{tg}\alpha} \left(\frac{d}{t}\right)^2 \right]. \quad (23)$$

Численный анализ зависимости (23) показал, что осевая сила F_a прямо пропорциональна второй степени шага t винтовой лопасти, однако большее влияние на ее величину оказывает число n витков лопасти (эта зависимость весьма близка к кубической). Зависимость осевой силы F_a от угла α при углах конусности $2\alpha = 40 \div 70°$ можно считать линейной.

Вывод

Получены теоретические зависимости для определения момента и осевой силы на поверхности лопасти конического винтового якоря, которые позволяют рассчитать момент завинчивания винтового якоря в грунт с учетом его конструкции и физико-механических свойств грунта.

Численный анализ полученных зависимостей показал, что геометрические параметры винтовой лопасти якоря имеют значительное влияние на величины момента и осевой силы на поверхности лопасти.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Богорад Л. Я.** Винтовые сваи и анкеры в электросетевом строительстве. М.: Энергия, 1967. 200 с.
2. **Железков В. Н.** Винтовые сваи в энергетической и других отраслях строительства. СПб.: Прагма, 2004. 128 с.
3. **Гончаров Ю. М., Торгулян Ю. О., Вортанов Х. С.** Производство свайных работ на вечномерзлых грунтах. Л.: Стройиздат, 1981. 160 с.
4. **Коломейцев В. Т.** К расчету винтовых якорных систем плавучих буровых установок // Речной транспорт (XXI век). 2009. № 4. С. 74—79.
5. **Пенчук В. А.** Винтовые сваи и анкеры для опор. Киев: Будівельник, 1985. 96 с.
6. **Бронштейн И. Н., Семендяев К. А.** Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. 13-е изд., испр. М.: Наука; Физматлит, 1986. 544 с.
7. **Погорелов А. В.** Дифференциальная геометрия. 5-е изд. М.: Наука; Физматлит, 1969. 176 с.

УДК 62-82/-83

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

Компоновка многодвигательных соединений гидропривода

Рассмотрены различные компоновки многодвигательного электропривода: жесткие, дифференциальные и комбинированные соединения, в том числе со случайными вариациями параметров. Приведен пример сложной компоновки — трехстепенной карданный подвес для динамического стенда.

Ключевые слова: электрогидравлические приводы, компоновка.

Different layouts of the multi-motor electric drive are considered: hard, differential and combined connections, including ones with random variations of parameters. A three-stage gimbal mount for the dynamic stand as an example of a complex layout is presented.

Keywords: electro-hydraulic drives, layout.

Компоновка многодвигательного электрогидропривода (МДЭГП) — это система расположения узлов и функциональных элементов привода, характеризуемая структурой, пропорциями и свойствами соединения исполнительных двигателей с объектом регулирования (нагрузкой). Взаиморасположение и взаимодействие узлов и элементов привода определяют композиционное единство компоновки. Многодвигательное соединение определяется особенностями структуры объекта регулирования и влияет на свойства МДЭГП. Размещение многодвигательного исполнительного механизма на объекте регулирования должно обеспечивать надежность, удобство монтажа и эксплуатации, оп-

тимизацию статических и динамических показателей привода. Практика конструирования МДЭГП показала, что рациональное построение компоновки оказывает большое влияние на надежность объекта управления. В некоторых случаях оно является решающим. Правильный выбор структуры и соответствующее исполнение многодвигательного соединения обеспечивают высокие показатели качества привода. Под качеством компоновки привода следует понимать свойственные ей потенциальные возможности создания объекта более высокого качества, чем объект с другой компоновкой.

Кинематическая структура привода определяется его назначением и является основой компоновки всего объекта. Очевидно, что разнообразие компоновок МДЭГП непосредственно зависит от объекта управления. Анализ построения компоновок МДЭГП имеет важное практическое значение [1, 2].

Виды компоновок и соответствующие им структурные схемы

Наибольшее распространение получили следующие многодвигательные соединения (компоновки) гидродвигателей с нагрузкой: жесткое, дифференциальное, смешанное (комбинированное). Жесткое соединение представляет собой несколько двигателей, соединенных с помощью зубчатых редукторов, например привод одноповоротных устройств [3] (в частности, привод поворота экскаватора), к жестким также относятся подсоединения дополнительного двигателя на один вал с основным двигателем для увеличения мощности привода [4]. Дифференциальные соединения — это несколько двигателей, связанных с нагрузкой через механический дифференциал. Смешанное соединение используется для объектов с разветвленной нагрузкой, например в системах управления роботов-манипуляторов.

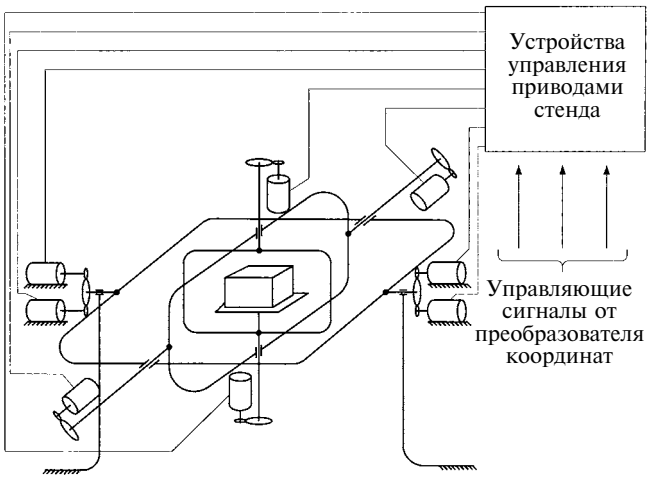


Рис. 1. Трехстепенной динамический стенд с многодвигательным гидроприводом для полунатурного моделирования

Взаимосвязь нескольких гидродвигателей (ГД) через нагрузку особенно необходима в тех случаях, когда силовой рабочий процесс машины-орудия состоит из нескольких одновременных движений. Примером такого объекта с многодвигательными приводами является трехосный динамический моделирующий стенд, работающий по принципу карданного подвеса [5] (рис. 1).

Исходя из вида соединения (жесткое, дифференциальное, смешанное) МДЭГП можно разделить на три класса, характеризуемых своими особенностями, важнейшие из которых можно установить при рассмотрении гидромеханической системы двухдвигательного гидропривода. МДЭГП всех классов нашли широкое применение в технике. Например, двухдвигательный гидропривод с механическим дифференциалом все чаще применяют в сталеплавильных, прокатных и доменных производствах, трубопрокатных агрегатах, крановых механизмах, строительных машинах, буровых установках, судовых механизмах, текстильном машиностроении и т. д.

Увеличение числа валопроводов исполнительного механизма приводит к разветвлению гидромеханической схемы привода за счет дополнительных упругих связей и дробления масс, к увеличению числа степеней свободы. Одной из проблем при этом является обеспечение равномерного распределения нагрузки между валопроводами механизма как в установившихся, так и в переходных режимах работы привода. Известно, что одним из эффективных средств выравнивания нагрузок отдельных ГД с жестко связанными валами является их последовательное соединение с источником питания (гидронасосом). При одном и том же потоке рабочей жидкости развитие одинаковыми двигателями разных моментов может быть обусловлено лишь возможным различием их характерных объемов, т. е. при последовательном соединении двигателей развиваемые ими моменты можно считать практически равными. При переходных процессах равномерность распределения нагрузок между валопроводами ухудшается, так как связь между двигателями не является абсолютно жесткой, т. е. возможны взаимонагружения. Поэтому последовательное соединение ГД (например при объемном регулировании) обеспечивает примерно одинаковую среднюю нагрузку каждого валопровода, а ее мгновенные значения могут существенно различаться. Это можно установить при рассмотрении простейшей гидромеханической системы двухдвигательного ГД.

При параллельном соединении ГД любые колебания их скоростей будут вызывать соответствующие колебания моментов и, следовательно, взаимонагружения, т. е. будет обеспечиваться эффективное демпфирование колебаний.

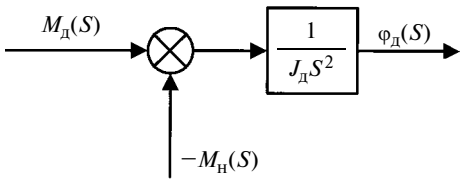


Рис. 2. Структурная интерпретация формулы (2)

Одной из важнейших задач при оценке компоновки гидропривода сложных механических объектов, состоящих из вращающихся масс, упругих валов, редукторов и дифференциалов, является получение их передаточных функций. Это удается благодаря составлению структурной схемы такого объекта (компоновки гидропривода указанного класса) [1, 2].

Ускорение вала любого двигателя, как известно, пропорционально избыточному моменту

$$J\frac{d^2\varphi_д}{dt^2} = M_д - M_н, \qquad (1)$$

где J — момент инерции вращающихся и перемещающихся частей, приведенный к валу ГД; $\varphi_д$ и $M_д$ — угол поворота вала и вращающий момент ГД; $M_н$ — момент внешней нагрузки.

Переходя к изображениям по Лапласу, запишем уравнение (1) в виде

$$J_д S^2\varphi_д(S) = M_д(S) - M_н(S) \text{ или}$$

$$[M_д(S) - M_н(S)]\frac{1}{J_д S^2} = \varphi_д(S). \qquad (2)$$

Структурная интерпретация формулы (2) дана на рис. 2.

Для построения структурной схемы гидравлического исполнительного механизма можно записать следующие уравнения:

$$\left.\begin{aligned} &Q_н(S) = Q_{гд}(S) + Q_L(S) + Q_с(S);\\ &Q_{гд}(S) = qS\varphi_д(S);\\ &Q_L(S) = Lp(S); \quad Q_с(S) = \frac{V}{B}Sp(S);\\ &M_д(S) = p(S) = J_д S^2\varphi_д(S), \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где $Q_н(S)$ — производительность (расход рабочей жидкости) гидронасоса; $Q_{гд}(S)$ — расход ГД; $Q_L(S)$ — расход, связанный с утечкой; $Q_с(S)$ — расход, связанный со сжимаемостью; $p(S)$ — давление на входе ГД; q — удельный расход ГД; L — коэффициент утечки; B — модуль сжимаемости; V — общий объем рабочей жидкости высокого давления.

Структурная схема гидравлического исполнительного механизма представлена на рис. 3.

Если в структурную схему ГД ввести передаточную функцию объекта регулирования, связывающую координаты $\varphi_д(S)$ и $M_н(S)$, то получим структурную схему ГД совместно с объектом регулирования. В основу построения структурных схем компоновок приводов рассматриваемых классов положим эту схему. Для построения структурной схемы МДЭГП необходимо найти структурную интерпретацию передаточной функции $W_0(S)$ объекта регулирования совместно с валопроводами ГД. Эту задачу существенно облегчает тот факт, что $W_0(S)$ не зависит от типа ГД и вида функциональных связей гидропривода.

Учитывая широкое использование дифференциальных гидроприводов, рассмотрим особенности компоновки двухдвигательного гидропривода с дифференциальным механическим редуктором (далее — дифференциал). В зависимости от типа зубчатых колес дифференциалы можно разделить на цилиндрические и конические. Симметричный конический дифференциал [1, 2] нашел в промышленных приводах более широкое применение. Ввиду того, что нагрузка может приводиться в движение любым из центральных зубчатых колес, возможны различные модификации компоновок двухдвигательного гидропривода с механическим дифференциалом. В зависимости от модификации компоновки скорости и моменты на выходном валу привода будут иметь различные результирующие значения. На рис. 4 представлен простейший трехзвенный дифференциал с цилиндрическими зубчатыми колесами. Центральные колеса *1* и *2* вращаются вокруг неподвижной оси O_1 с угловыми скоростями Ω_1 и Ω_2. Водило *H* вращает выходной вал *3* со скоростью $\Omega_н$. Сателлит *4* закреплен на подвижной оси O_2.

На рис. 5 показан наиболее распространенный симметричный конический дифференциал. Центральные колеса *1* и *2*, которые могут вращаться согласно или встречно, приводят в движение два сателлита *4*, связанных между собой водилом *5*, которое передает вращение валу *3*.

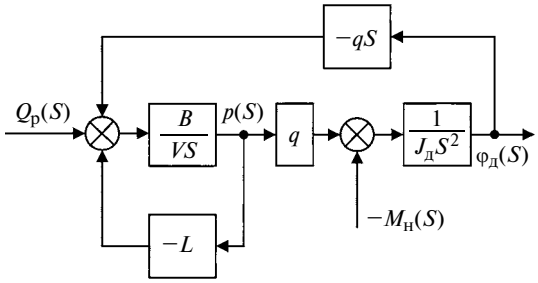


Рис. 3. Структурная схема гидравлического исполнительного механизма

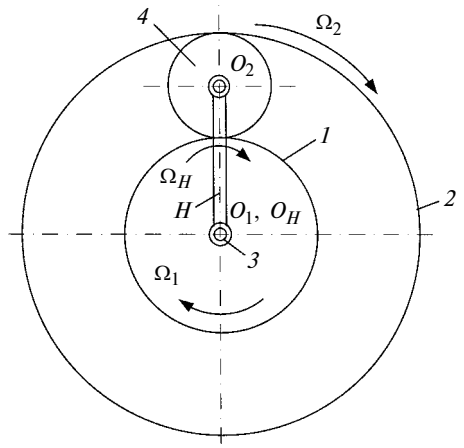


Рис. 4. Трехзвенный цилиндрический дифференциал

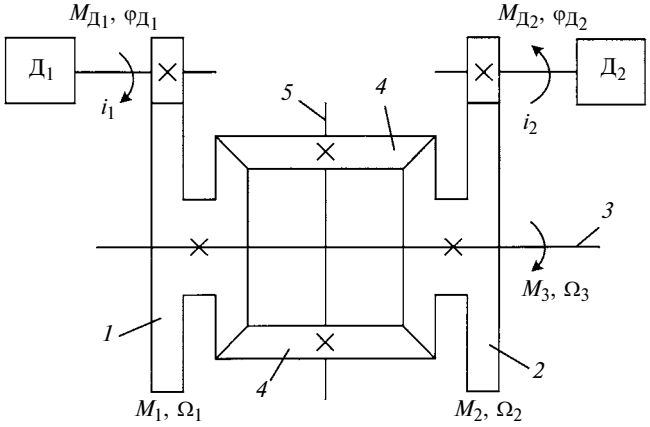


Рис. 5. Симметричный конический дифференциал

Дифференциальный двухдвигательный гидропривод позволяет получить широкий диапазон регулирования скорости объекта (движения нагрузки) при небольшом диапазоне регулирования скорости одного из ГД. Известно, что ведущие фирмы Германии широко используют дифференциальный гидравлический привод в трубопрокатных агрегатах. Это объясняется рядом ценных, порой уникальных свойств приводов этого класса.

Следует отметить, что к объектам с дифференциалом относятся компоновки с одним или несколькими силовыми дифференциалами, а также компоновки с динамическими дифференциалами, т. е. многодвигательные гидроприводы, в которых нет силового дифференциала, а перемещение выходного звена объекта равно сумме перемещений валов нескольких двигателей или сумме некоторых функций от этих перемещений.

Компоновки жесткого, дифференциального и комбинированного соединений ГД будем рассматривать с инерционной нагрузкой и упругими элементами, которые с некоторой степенью приближения могут быть заменены эквивалентными механическими системами, состоящими из комбинации упругих валов с крутильной жесткостью C_i и маховиков с моментом инерции $J_{Дi}$ (i = 1, 2, ..., k), а также нагрузки с моментом инерции $J_н$ и жесткостью $C_н$.

Структурная схема любой из компоновок должна быть достаточно развернутой, а ее линии связи — линиями передачи реальных физических координат, характеризующих объект. Как правило маховикам соответствуют операторы типа $1/(JS^2)$, а упругим валам — операторы типа C. Отрицательные обратные связи попарно охватывают все звенья прямой цепи. Это правило применимо только к объектам, которым соответствует эквивалентная механическая система, из которой каждая пара маховиков разделена одним упругим валом. Если эквивалентная система не удовлетворяет этому признаку, то ее необходимо привести к чередующемуся виду.

Условие эквивалентности чередующихся и нечередующихся эквивалентных механических систем с дифференциалом имеет вид [6]:

$$C_{экв} = 1\Big/\left(\frac{1}{C_н} + \sum_{k=1}^{i}\frac{1}{C_k}\right). \qquad (4)$$

В отечественных публикациях недостаточно работ, посвященных теории компоновок и их влиянию на свойства многодвигательных исполнительных механизмов, поэтому их теоретический анализ имеет важное значение [1, 2].

В зависимости от вида соединения ГД и трубопроводов, подводящих рабочую жидкость, особенностей движения нагрузки, определяющих число степеней свободы, возможны различные компоновки, в том числе со случайными вариациями конструктивных параметров (рис. 6).

Для исследования компоновок необходимо ввести их краткие обозначения, которые раскрывали бы их структуру и позволяли использовать тот или иной математический аппарат. Одной из конечных

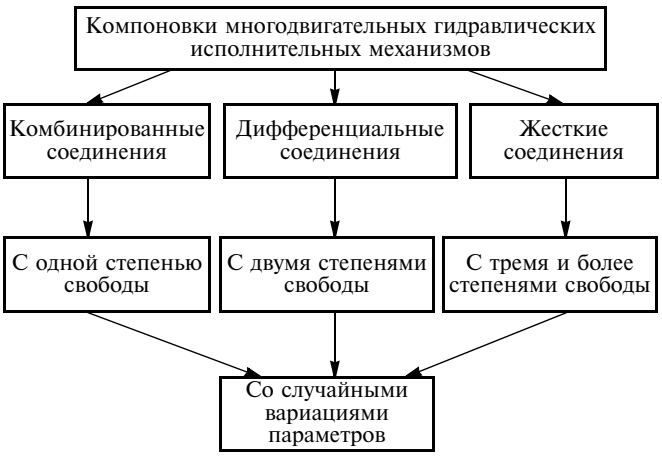


Рис. 6. Классификация многодвигательных соединений

целей исследования компоновок многодвигательных соединений может стать автоматизация их разработок на основе ЭВМ.

Примером сложной компоновки является трехстепенной карданный подвес динамического стенда (см. рис. 1) при полунатурном моделировании систем управления беспилотных летательных аппаратов. Динамический стенд имеет три степени свободы, как и летательный аппарат (тангаж, курс, крен).

Внешняя рамка стенда имеет исполнительный механизм — четыре объединенных гидродвигателя, промежуточная рамка — два гидродвигателя, внутренняя рамка с платформой, на которой размещается система управления летательного аппарата, — два гидродвигателя. Естественно, для исключения грубых ошибок моделирования динамические свойства многодвигательных приводов рамок стенда должны быть, по крайней мере, на порядок выше исполнительных механизмов моделируемой системы автоматического управления летательного аппарата.

В теории компоновок многодвигательных соединений множество может быть задано указанием в отдельности каких-либо параметров (α_1, α_2, ...), различных характеристик (G_1, G_2, ...): статических (G_1) — указывают α_1, α_2, ..., α_n; динамических (G_2) — α_1, α_2, ..., α_m; энергетических (G_3) — α_1, α_2, ..., α_l; надежностных (G_4) — α_1, α_2, ..., α_f и т. д. либо названных характеристик (G_1, G_2, ..., G_q) как элементов множества. Множества параметров характеристик, так же как и множества самих характеристик, будем называть компоновками конъюнктивной структуры. Тогда при наличии еще и компоновок дизъюнктивной структуры на основании законов алгебры логики можно записать:

$$(\alpha_1 + \alpha_2 + ... + \alpha_n)G_1 \cap (\alpha_1 + \alpha_2 + ... + \alpha_m)G_2 \cap ... \\ ... \cap (\alpha_1 + \alpha_2 + ... + \alpha_s)G_q, \qquad (4)$$

где n, m, ..., s — числа параметров (множества элементов) статических, динамических, энергетических, надежностных и других характеристик; G_1, G_2, ..., G_q — числа видов характеристик (множество многодвигательного исполнительного механизма).

Теория множеств и алгебра логики [7] позволяют рассматривать компоновку многодвигательных соединений ГД как упорядоченное множество блоков или как логические отношения элементов этого множества. В качестве основных логических отношений алгебра Буля рассматривает "отрицание", "дизъюнкцию" и "конъюнкцию". В теории множеств конъюнкцию используют как функцию пересечения множеств и обозначают знаком $\wedge$ либо знаком $\cap$ (последний вариант — преимущественно для множеств) или знаком умножения — точкой, которая, как в обычной алгебре, может быть опущена. Например, для конъюнкции двух элементов возможны обозначения $x \wedge y$, $x \cap y$, $x \cdot y$, xy. Применительно к блокам (рамкам) компоновки трехстепенного динамического стенда (ДС) конъюнкция выражается в том, что для получения перемещения внутренней рамки, выполняющей движения с помощью двух ГД, в системе координат xyz осуществляется перемещение по оси x; промежуточной рамки, выполняющей движения с помощью четырех ГД, — по оси y и внешней рамки, выполняющей движения также с помощью двух ГД, — по оси z, что достигается благодаря конструкции карданного подвеса. В теории множеств дизъюнкцию используют как функцию сложения множеств и обозначают знаком $\vee$ либо знаком $\cup$ (для множеств), или знаком $+$, который обычно используют в так называемых структурных формулах.

В случаях, когда, например, два ГД, объединенных дизъюнкцией, вступают в отношение конъюнкции к третьему ГД, в алгебре логики допускают использование скобок, как в обычной алгебре: $(x + y)z$.

Компоновки с последовательным сопряжением блоков могут быть названы компоновками конъюнктивной структуры, а с параллельными сопряжениями — компоновками дизъюнктивной структуры.

Введем соответствующие определения.

Определение 1. Компоновкой гидродвигателей называется конструкция (структура) нескольких двигателей, соединенных между собой и с нагрузкой (объектом управления) с помощью механических передач, характеризуемая как нелинейная многосвязная динамическая система, имеющая различные составляющие нагрузки.

Определение 2. Компоновкой с жестким, дифференциальным или комбинированным соединением гидродвигателей, имеющей соответственно одну, две или более степеней свободы, называется компоновка дизъюнктивной или конъюнктивной структуры.

Определение 3. Структурной формулой компоновки называется формула, сформированная на основе алгебры Буля (дизъюнкции, конъюнкции и отрицания) и теории множеств, адекватно отражающая свойства структурной схемы компоновок.

Основные свойства и элементы теории компоновок, используемые при структурном анализе

Структурная формула компоновки — это определенная последовательность символов, обозначающих блоки компоновки, раскрывающая координатную принадлежность и способ их сопряжения. Рассмотрим основные несложные математические понятия, необходимые при изучении теории компоновок.

Одной из характеристик компоновки является схема связей или отношений между ее составными

частями. Эту схему между составными частями компоновки будем называть структурной, а сами составные части — элементами компоновки.

После того, как выявлена и описана структура компоновки, можно начать ее анализ; при этом необходимо рассмотреть основные свойства компоновки: жесткость, податливость, виброустойчивость, износостойкость, прочность и др.

Жесткость в значительной степени определяет динамические свойства компоновки. Динамическая жесткость упругой механической системы зависит от вида компоновки (типоразмеров ГД, вида механической передачи и нагрузки). Жесткость занимает центральное место среди характеристик качества компоновки, так как оказывает непосредственное влияние на точность и виброустойчивость и косвенно связана с металлоемкостью. Жесткость — основной рабочий критерий для всех элементов компоновки. Жесткость компоновки многодвигательного соединения (при кручении) определяется как отношение крутящего момента, приложенного к нагрузке, к деформации, выраженной углом поворота сечения (величиной упругого смещения). Обычно оцениваются средний уровень жесткости и диапазон ее измерений при работе многодвигательного привода, определяемые разбросом суммарных приведенных податливостей.

Податливость — величина, обратная жесткости. Экспериментально полученная передаточная функция упругой механической передачи имеет вид колебательного звена:

$$W(S) = \frac{K}{T^2 S^2 + 2\xi TS + 1},$$

где K — суммарная статическая приведенная податливость (может быть взята из расчета компоновки на жесткость); $T = 1/\omega_c$ — инерционная постоянная времени; ω_c — собственная угловая частота; ξ — коэффициент демпфирования, который может быть выражен через логарифмический декремент затухания $\xi = \lambda/(2\pi)$; $S = j\omega$ — комплексная переменная; ω — частота входной гармоники, рад/с.

Модули векторов амплитудно-фазовой частотной характеристики (АФЧХ) колебательного звена имеют размерность податливости и представляют собой величины динамических податливостей при различных частотах воздействия. Динамическая податливость — отношение амплитуды смещения к амплитуде воздействующей силы (при $\omega = 0$ совпадает со статической податливостью K).

Виброустойчивость — одна из важнейших динамических характеристик компоновки (отражается на устойчивости работы системы с многодвигательным исполнительным механизмом — устойчивости автоколебаний или их отсутствии). Виброустойчивость косвенно влияет на все остальные характеристики компоновки.

Износостойкость и прочность в определенной мере зависят от жесткости и виброустойчивости, видов компоновки, размеров и материала трубопроводов, элементов механических передач (редукторов и др.).

Многодвигательные соединения с различными составляющими нагрузки могут иметь одинаковые компоновки и наоборот: многодвигательные соединения с одинаковыми составляющими нагрузки могут иметь различные компоновки, поэтому понятия конструкции многодвигательного соединения и компоновки не следует отождествлять.

Если использовать аппарат математической логики, то при рассмотрении структурной формулы компоновки можно использовать однородные двухзначные функции (логические функции Буля) [7]. Одним из наиболее близких к математической логике разделов математики является теория множеств, поскольку алгебра Буля полностью интерпретируется в терминах множеств и их отношений. Другими словами, теория множеств — один из этапов очевидного обобщения математической логики.

Для обозначения компоновок желательно использовать структурные формулы. Конечно, компоновку многодвигательного соединения можно отобразить ссылкой на известный тип компоновки (жесткое, дифференциальное, комбинированное соединение), однако краткая запись компоновки всегда желательна, поскольку она указывает и раскрывает ее структуру, позволяет судить о расположении элементов компоновки в пространстве и, наконец, дает возможность использовать тот или иной математический аппарат исследований. Таким образом, структурная формула, трактуемая как последовательность записей нескольких символов, обозначающих элементы компоновки, раскрывает координатную принадлежность узлов компоновки и способ сопряжения гидродвигателей.

В структурных формулах используются некоторые математические обозначения алгебры логики и теории множеств. Вопрос о математических свойствах структурных формул компоновок многодвигательных соединений представляет практический интерес, поскольку характеристика математических свойств предполагает использовать формулы для отбора и преобразования компоновок.

Математический характер структурных формул подтверждается возможностью применения к ним алгебраических законов: ассоциативного, коммутативного, дистрибутивного и др.

Обозначения, принятые при замене структурных формул рассматриваемых многодвигательных соединений (компоновок) с учетом элементов обобщенной структурной схемы модуля механической передачи, следующие [7]: $\cdot$, $\wedge$, $\cap$ — конъюнкция (для множеств); $+$, ς, Y — дизъюнкция (для множеств); $K_д = 2, 3, ..., n$ — число объединяемых гидродвигателей; $L_c = 1, 2, ..., s$ — число степеней

свободы; a_l — координаты движения (скорость, угол поворота, ускорение и др., т. е. $l = 1, 2, ..., q$); Q_m — виды составляющих нагрузки (моменты: инерционный, вязкого и сухого трения, шарнирный, неуравновешенности, случайного взаимонагружения, т. е. $M = 1, 2, ..., f$).

В качестве примера с учетом принятых обозначений можно записать обобщенные структурные формулы компоновок следующим образом: жесткое соединение — $(K_д, L_с, \alpha_l, Q_m)G$; дифференциальное соединение — $(K_д, L_с, \alpha_l, Q_m)D$; комбинированное (смешанное) соединение — $(K_д, L_с, \alpha_l, Q_m)S$.

Наиболее характерным обобщенным случаем записи структурных формул может быть пример записи компоновки трехстепенного динамического стенда с многодвигательным гидроприводом для полунатурного моделирования [5] (см. рис. 1):

1-я степень свободы — $(4, 1, \alpha_l, Q_m)G$;

2-я степень свободы — $(2, 2, \alpha_l, Q_m)G$;

3-я степень свободы — $(2, 3, \alpha_l, Q_m)G$.

Механическая передача и нагрузка многодвигательного исполнительного механизма представляет собой сложную нелинейную динамическую систему со случайными вариациями численных значений параметров.

К оценке динамических свойств компоновок

Оценка динамических свойств, выполняемая на стадии эскизного проектирования компоновок, может осуществляться с помощью АФЧХ по передаточной функции. В большинстве случаев передаточная функция механической передачи в зависимости от числа степеней свободы, вида соединений ГД и др. будет представляться дифференцирующим и колебательным звеньями, при этом входной координатой (управляющим воздействием) может быть гармонически изменяющаяся сила, приложенная между исполнительным механизмом и нагрузкой, а выходной — упругое смещение этих элементов. Например, при описании передаточной функции только колебательным звеном имеем:

$$W_{мпк}(S) = \frac{K}{T^2S^2 + 2\xi TS + 1}, \qquad (5)$$

где $T = 1/\omega_с$ — постоянная времени, определяемая собственной угловой частотой (обычно анализируются только первые низкие частоты собственных колебаний как частоты демпфирующих колебаний, оказывающие существенное влияние на величину податливости).

Здесь $\omega_с = \sqrt{\frac{(1-\xi^2)}{\xi^2}} = \sqrt{\frac{C}{J'(1-\xi^2)}}$, т. е. частота колебаний механической системы возрастает с ростом коэффициента C упругой деформации и уменьшается при увеличении момента инерции $J'_н$. При $\xi = 0$ собственная частота незатухающего колебательного процесса $\omega_с = \sqrt{C/J'}$, где J' —приведенный момент инерции; ξ — коэффициент демпфирования, который можно выразить через логарифмический декремент затухания $\xi = \lambda/(2\pi)$ или через среднее значение относительного рассеяния $2\xi = \psi/(2\pi)$ (ψ —относительное рассеяние энергии).

При $S = j\omega$ частотная передаточная функция [8] изображается на комплексной плоскости Re—Im в виде годографа, модуль которого (отношение выходной и входной амплитуд) определяется как

$$A(\omega) = K\Big/\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_с^2}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\frac{\omega}{\omega_с}\right)^2}, \qquad (6)$$

а фаза (угол, отсчитываемый от положения оси) как

$$\psi(\omega) = \frac{\psi}{2\pi}\frac{\omega/\omega_с}{1-(\omega/\omega_с)^2}. \qquad (7)$$

АФЧХ получается как огибающая векторов при изменении частоты ω в пределах от нуля до бесконечности (рис. 7, *а*), где модули векторов АФЧХ имеют размерность податливости и соответствуют динамическим податливостям при различных частотах воздействия на систему (динамическая податливость при $\omega = 0$ совпадает со статической податливостью, а при резонансе, когда $\omega = \omega_с$, согласно выражению (6) равна $K(2\pi/\varphi)$, где $2\pi/\varphi$ — динамический коэффициент при резонансе).

При изменении суммарной статической приведенной податливости K и частоты $\omega_с$ собственных колебаний системы получается семейство АФЧХ в виде некоторой области характеристик (рис. 7, *б*), где величина A характеризует податливость, B — динамическую податливость, C — склонность эквивалентной механической системы компоновки к вибрациям. Если бы система не обладала способностью к собственным колебаниям (т. е. ее передаточная функция была бы апериодическим звеном первого порядка), АФЧХ имела бы вид, показанный на рис. 7, *б* штриховой линией, и располагалась справа от мнимой оси Im. В первом приближении можно считать, что чем дальше АФЧХ заходит влево за ось Im, тем выше склонность реальной системы к вибрациям.

При рассмотрении компоновки многодвигательного соединения как многомассовой упругой системы, АФЧХ будет иметь сложную многопетлевую форму (рис. 7, *в*). Можно сказать, что важнейшим показателем динамических свойств компоновки является частота собственных колебаний как фактор возможного резонанса с вынужденными колебаниями и фактор, связанный с динамической податливостью.

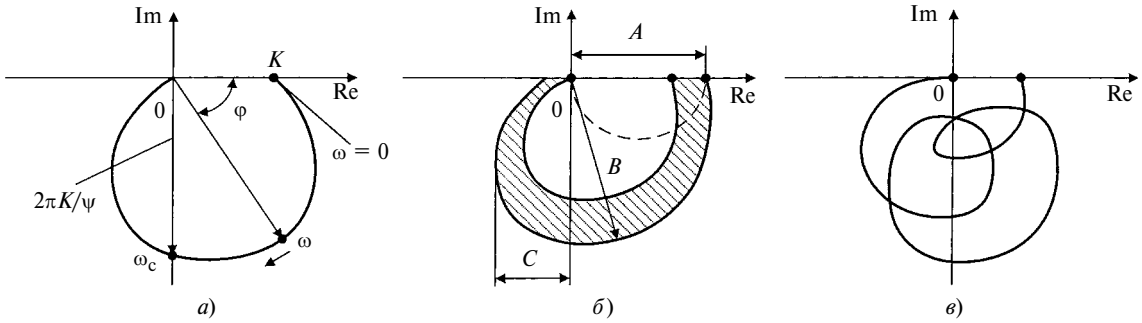


Рис. 7. Годографы амплитудно-фазовых частотных характеристик:
а — одномассового элемента с одной степенью свободы; *б* — элементов с изменяющимися парами рамки; *в* — многомассовой структуры привода

Сравнение динамического качества компоновок можно выполнять путем сопоставления построенных для них АФЧХ [8].

На основе изложенных свойств компоновок сформулируем следующую теорему: *если компоновка многодвигательного соединения обладает более высокой жесткостью, чем суммарная величина приведенных податливостей объединяемых гидродвигателей, то заданная вероятность выполнения рациональной компоновки удовлетворяет условию* $P[\vec{Д} \in Q] = \int \ldots \int_{(Q)} \ldots f(\vec{Д}) \geqslant P_{зад}$, *где* $\vec{Д} = (d_1, d_2, \ldots, d_k)$ — *вектор значений податливости компоновок* d_i $(i = 1, 2; \ldots, k)$; $f(\vec{Д})$ — *k-мерная функция плотности вероятности значений податливости компоновок; Q — подмножество (область) одновременного выполнения рассматриваемых податливостей компоновок.*

Выводы

Анализ теоретических вопросов, касающихся компоновок многодвигательных электрогидравлических приводов со случайными вариациями численных значений параметров показал, что выбор их рациональной структуры зависит от жесткости, податливости, вибростойкости, износостойкости, прочности и др.

Жесткость определяет динамические свойства компоновок, занимает центральное место среди всех характеристик и является основным рабочим критерием оценки всех элементов компоновки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Компоновка многодвигательных соединений гидроприводов // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 182 — В2010). 2010. № 6. Б/о 39. 31 с.

2. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Исследование компоновок многодвигательных электрогидравлических приводов // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 11 — В2010). 2010. № 4. Б/о 38. 10 с.

3. **Ключев В. И.** Ограничение динамических нагрузок электропривода. М.: Энергия, 1971. 342 с.

4. **Ковтунович В. А., Русанов И. И.** Повышение мощности электропривода блюминга 1100 путем установки дополнительного двигателя на одном валу с основным двигателем // Тр. четвертой Всесоюз. конф. по автоматизированному электроприводу. Ч. 2. М: Энергия, 1966. С. 135—142.

5. **Карев В. И., Плунгян А. М.** Динамические стенды для физического моделирования систем управления летательных аппаратов (обзор) // Вопросы ракетной техники. 1964. № 10. С. 85—94, № 11. С. 50—58, № 12. С. 102—120.

6. **Следящие** приводы. / Под ред. Б. К. Чемоданова. В 3-х кн. Кн. 3. М.: Энергия, 2001. 368 с.

7. **Лектарников Л. М., Сукачева Т. Г.** Математическая логика. СПб. — М. — Краснодар: Лань, 2009. 278 с.

8. **Свидетельство** о регистрации пакета прикладных программ № 950354 Рос. Федерации. Расчет и построение частотных характеристик (RCHX).

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 621.919.1.001.573

Ю. В. МАКСИМОВ, д-р техн. наук, А. А. БЕКАЕВ, В. А. МИХАЙЛОВ, кандидаты технических наук,
Д. Л. КУЗЬМИНСКИЙ (МГТУ "МАМИ"), e-mail: bekaev@list.ru

Математическое прогнозирование качества обрабатываемой поверхности детали при ударной нагрузке в начале процесса прошивания[1]

Исследована зависимость макро- и микрогеометрии обрабатываемой поверхности детали от параметров качества поверхности заготовки с помощью математической модели формообразования при прошивании.

Ключевые слова: математическое моделирование, качество, точность, прошивание.

The dependence of macro- and micro-geometry of surface of treated detail on the quality parameters of the production piece surface are investigated with the help of a mathematical model of formation during the broaching process.

Keywords: mathematical modelling, quality, accuracy, broaching.

Повышение производительности операций металлообработки и улучшение качества выпускаемой продукции с одновременным снижением ее себестоимости являются важнейшими задачами машиностроения. За последние годы были сделаны некоторые шаги по обеспечению высокого качества обработки деталей. Однако при постоянном повышении требований к качеству обрабатываемых поверхностей их выполнение остается важнейшей задачей машиностроительного производства.

Как показали исследования [1—10] процессов протягивания (прошивания), одной из основных причин, ухудшающих качество обрабатываемой поверхности, являются механические колебания технологической системы, которые обусловлены рядом динамических факторов, возникающих в зоне резания при контакте режущего зуба инструмента с обрабатываемой поверхностью детали.

Я. П. Кочетков и Ю. А. Кочетков в работах [7—9] представили систему дифференциальных уравнений n-го порядка, описывающих процесс протягивания. На основании полученных уравнений ими была разработана методика расчета радиальных деформаций зубьев круглой протяжки по моментной теории оболочек вращения, основанной на гипотезе о неизменяемости нормального элемента в процессе нагружения. В этих работах зуб протяжки рассматривается как часть конической оболочки линейно-переменной толщины, по напряженному состоянию которой составляют системы дифференциальных уравнений. Решение этих систем приводит к определению радиальных деформаций в точках, лежащих на срединной плоскости зуба, которые практически соответствуют деформациям режущей кромки. Однако ввиду сложности вычислений, а также значительного расхождения экспериментальных и расчетных значений авторы данных работ пришли к выводу, что предлагаемую методику расчета можно использовать для определения радиальных деформаций зубьев круглой протяжки только в условиях протягивания, очень близких к идеальным.

М. В. Крутякова в работе [10] исследовала методом конечных элементов поведение режущего зуба при протягивании. На основании полученных результатов автором работы даны рекомендации по выбору оптимальных геометрических параметров режущих зубьев круглых и шлицевых протяжек. Однако отсутствие экспериментального подтверждения адекватности полученных математических моделей реальному процессу позволяет считать, что результаты расчета и рекомендации, данные на их основе, являются исключительно теоретическими, а значит, могут быть недостаточно точными.

А. А. Бекаев исследовал [1] механизм совместного влияния динамических процессов, возникающих в технологической системе при протягивании (прошивании), на качество обрабатываемой поверхности детали. Была разработана обобщенная математическая модель процесса протягивания, состоящая из математической модели формообразования обрабатываемой поверхности детали и математической модели динамических процессов, протекающих в типовом гидроприводе протяжного оборудования. Адекватность полученных математических моделей реальному процессу подтверждена экспериментально и на практике.

На основании результатов исследований в работе [1] даны рекомендации по снижению негативного воздействия различных динамических факторов (ударная нагрузка, непостоянство параметров качества поверхности заготовки, нестабильность скорости движения инструмента) на параметры качества обрабатываемой поверхности детали, полученные при протягивании. Причем в соответствии

[1] Работа выполнена в рамках ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009—2013 гг. по темам: "Разработка средств обеспечения жизненного цикла технологических систем и инструмента для процессов энергосберегающей комбинированной обработки в автомобилестроении и машиностроении" (Госконтракт № П-2485) и "Определение пространственной точности металлорежущих станков и разработка методов ее обеспечения " (Госконтракт 16.740.11.0439).

с поставленной целью в работе основное внимание было уделено стабилизации скорости движения режущего инструмента при врезании/выбеге режущих зубьев в/из обрабатываемого отверстия детали путем установки дроссельного регулятора расхода на выходе из штоковой полости силового гидроцилиндра.

Таким образом, в работе [1] основное внимание уделялось исследованиям, связанным с совместным влиянием различных динамических факторов, возникающих как в зоне резания при контакте режущего зуба инструмента с обрабатываемой поверхностью, так и в приводе протяжного оборудования. На основании полученных результатов автором даны рекомендации по модернизации прошивочного пресса.

Однако так как в работе [1] не исследовалось влияние параметров режущего инструмента на качество обработанной поверхности детали, рассмотрим этот вопрос, используя ранее разработанную и экспериментально проверенную математическую модель [1] процесса формообразования, с целью выработки рекомендаций по улучшению геометрических параметров качества обрабатываемой поверхности отверстия детали путем усовершенствования конструкции режущего инструмента.

Для этого проанализируем механизм образования неровностей на обрабатываемой поверхности при постоянной скорости режущего инструмента и идеальной исходной поверхности заготовки. Другими словами, не учитывая влияния геометрических параметров качества поверхностного слоя заготовки и нестабильности скорости инструмента, исследуем влияние геометрических параметров режущего зуба инструмента на получаемые параметры качества обрабатываемых поверхностей деталей из стали 45.

Как было отмечено ранее, для проведения этих исследований удобно воспользоваться математической моделью процесса формообразования, полученной в работе [1] на основе принципа Даламбера (расчетная схема приведена в работе [11, с. 67, рис. 1]). При ее создании были приняты следующие допущения [1]:

считаем тело инструмента (стержень без учета зубьев) абсолютно жестким;

считаем зубья прошивки абсолютно упругими (не учитываем пластическую деформацию зубьев при резании);

не учитываем внутреннее (молекулярное) трение в материале зубьев;

не учитываем влияние остаточных напряжений на упругую усадку обрабатываемого отверстия;

пренебрегаем температурными колебаниями, возникающими при резании.

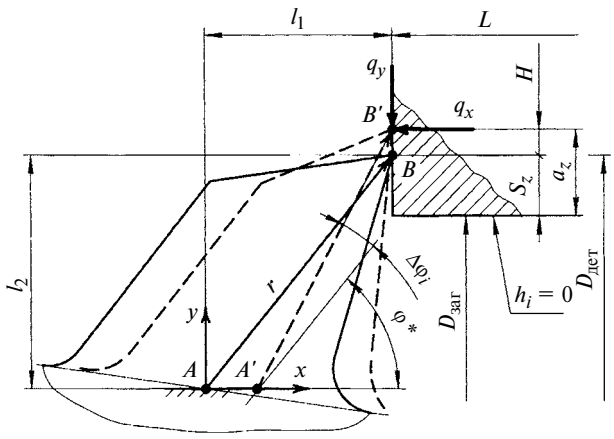


Рис. 1. Схема процесса врезания режущего зуба инструмента в отверстие при идеальной поверхности и постоянной скорости режущего инструмента v = 3,5 м/мин

Согласно работе [1] система уравнений, описывающих поведение вершины режущей кромки зуба инструмента при резании, имеет вид:

$$\begin{cases} \dfrac{d\omega_i}{dt} = \\ = \dfrac{2\left[q_{x_i} r\sin(\varphi^* + \varphi_i) - q_{y_i} r\cos(\varphi^* + \varphi_i) - \dfrac{Ebs^3}{12r}\varphi_i\right]}{mr^2}; \\ d\varphi_i/dt = \omega_i, \end{cases}$$

где ω_i — угловые скорости отклонения вершины зуба; q_{x_i}, q_{y_i} — осевая и радиальная составляющие силы резания; φ^* — нормативный угол наклона зуба к оси инструмента; φ_i — угловые отклонения вершины зуба инструмента от φ^*; m — масса шлица зуба инструмента, равномерно распределенная по длине r [радиус-вектор точки B (рис. 1)] рассматриваемой балки; b — ширина шлица; E — модуль упругости материала режущего зуба; s — толщина зуба (среднее значение).

В рассматриваемом случае:

$$q_{x_i} = 1{,}15\Sigma b\left(C_1 a_{z_i}^{0,85} + C_2 k - C_3\gamma - C_4\alpha\right)g;$$

$$q_{y_i} = 1{,}15\Sigma b\left(C_5 a_{z_i}^{1,2} - C_6\gamma - C_7\alpha\right)g,$$

где Σb — суммарный периметр резания рассматриваемого шлица зуба; g = 9,81 м/с — ускорение свободного падения; k — число стружкоразделительных канавок на шлице зуба; γ, α — соответственно передний и задний углы режущего зуба; $C_1 \div C_7$ — коэффициенты, учитывающие влияние физико-механических свойств обрабатываемого материала на силы резания; $a_{z_i} = S_z - h_i + H_{i-1}$ — толщина сре-

заемого слоя в i-й точке отверстия (здесь S_z — подъем на зуб, заложенный конструктивно в схему резания инструмента; h_i — суммарная высота неровностей заготовки в i-й точке отверстия детали; H_{i-1} — суммарная высота неровностей в точке $i-1$ обрабатываемого отверстия).

Используя математическую модель процесса формообразования, проведем исследования чернового и чистового прошивания прямобочного шлицевого паза в отверстии втулки карданного вала.

Ниже приведены данные для расчета (входные параметры моделирования).

Черновое прошивание:

Шлицевой зуб прошивки: материал — быстрорежущая сталь Р6М5 ($E = 2 \cdot 10^5$ МПа); $k = 0$; $m = 1{,}6 \cdot 10^{-3}$ кг; $z = 8$; геометрические параметры (см. рис. 1): $l_1 = l_2 = 5 \cdot 10^{-3}$ м; $r = 7 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 4 \cdot 10^{-3}$ м; $s = 5{,}5 \cdot 10^{-3}$ м; $\gamma = 20°$; $\alpha = 3°$; $\varphi^* = 45°$; $\omega = 0$; $\varphi = 0$.

Обрабатываемое отверстие: обрабатываемый материал — сталь 45 (220 *HB*); номинальные диаметры отверстий: заготовки $D_{заг} = 62$ мм; детали $D_{дет} = 62{,}3$ мм; исходная неровность детали (для первоначального значения a_z) $H = 0$; длина обрабатываемого отверстия втулки $L = 155 \cdot 10^{-3}$ м.

Параметры процесса резания: подъем на зуб $S_z = 0{,}15$ мм; суммарный периметр резания $\Sigma b = 4{,}3$ мм; подвод инструмента $L_{подв} = 0$;

Параметры расчета: начальное время $t = 0$; общее время $t_{общ} = 10$ с; шаг расчета $\Delta t = 10^{-6}$ с; число дифференциальных уравнений $n = 2$.

Чистовое прошивание:

Шлицевой зуб прошивки: материал — быстрорежущая сталь Р6М5 ($E = 2 \cdot 10^5$ МПа); $k = 0$; $m = 1{,}6 \cdot 10^{-3}$ кг; $z = 8$; геометрические параметры (см. рис. 1): $l_1 = l_2 = 5 \cdot 10^{-3}$ м; $r = 7 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 4 \cdot 10^{-3}$ м; $s = 5{,}5 \cdot 10^{-3}$ м; $\gamma = 10°$; $\alpha = 1°$; $\varphi^* = 45°$; $\omega = 0$; $\varphi = 0$.

Обрабатываемое отверстие: материал — сталь 45 (220 *HB*); номинальные диаметры отверстий заготовки $D_{заг} = 62$ мм; детали $D_{дет} = 62{,}1$ мм; исходная неровность (для первоначального значения a_z) $H = 0$; длина обрабатываемого отверстия втулки $L = 155 \cdot 10^{-3}$ м.

Параметры процесса резания: $S_z = 0{,}05$ мм; $\Sigma b = 4{,}1$ мм; $L_{подв} = 0$.

Параметры для расчета: $t = 0$; $t_{общ} = 10$ с; $\Delta t = 10^{-6}$ с; число дифференциальных уравнений $n = 2$.

В результате математического моделирования чернового и чистового процессов прошивания при постоянной скорости режущего инструмента

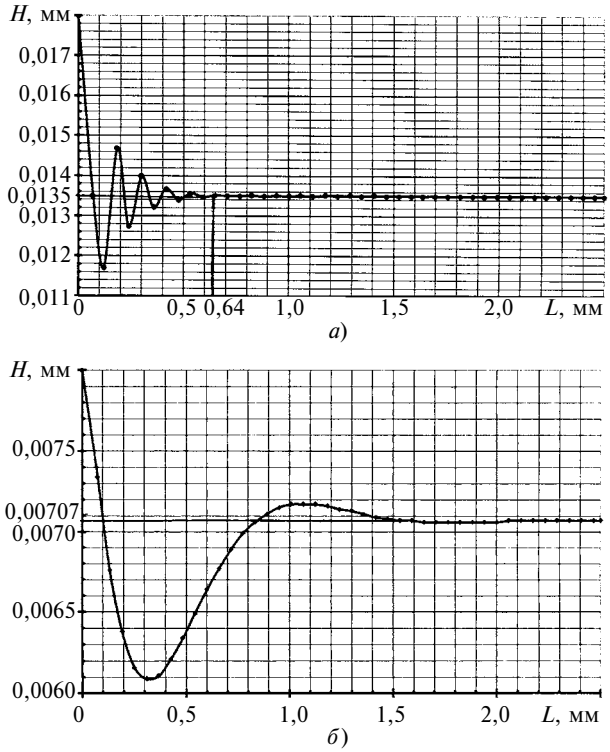


Рис. 2. Изменение суммарной высоты *H* неровностей обрабатываемой поверхности по длине *L* втулки при ударной нагрузке в начале процесса врезания при черновом (*а*) и чистовом (*б*) прошивании

$v = 3{,}5$ м/мин (скорость выбрана по справочнику [12]) и идеальной исходной поверхности заготовки (высота неровностей — отклонения от номинального диаметра заготовки, соответствовала $h_i = 0$) получены данные, представленные на рис. 2, *а*, *б*.

Анализ полученных результатов показал, что на качество обрабатываемой поверхности влияют те же факторы, которые отмечены в работах [1÷6]: в начальный момент врезания режущего зуба в деталь вследствие упругих свойств инструментального материала происходит некоторое отклонение (упругая деформация) радиус-вектора r (см. рис. 1) от положения равновесия, т. е. положения до врезания. Эта деформация вызвана тем, что силы взаимодействия между молекулами обрабатываемого материала оказываются больше сил q_x и q_y, действующих со стороны режущего зуба на деталь. В этот момент в результате упругой деформации режущего зуба происходит некоторое изменение толщины срезаемого слоя ($a_z > S_z$) до тех пор, пока напряжение, возникающее внутри режущего зуба, не создаст усилия, достаточные для разрыва межмолекулярных связей в обрабатываемом материале [1÷6]. С увеличением толщины срезаемого слоя силы резания будут возрастать. Под действием возросших сил резания происходит снятие припуска (стружкообразование).

По мере продвижения режущего зуба поверхность детали упругопластически деформируется в радиальном и осевом направлениях. Так, с удалением режущей кромки зуба от входного торца деформация детали уменьшается, что связано с увеличением сил упругости обрабатываемого материала (возрастает упругое сопротивление). Это вызывает затухание колебаний в технологической системе, связанных с врезанием режущего зуба инструмента в обрабатываемое отверстие детали.

Процесс врезания завершается, когда устанавливается равновесие между силами резания и упругости обрабатываемого материала. Другими словами, в результате неравенства сил резания и упругости обрабатываемого материала возникают вынужденные колебания технологической системы, которые с течением времени динамически уравновешиваются. Для рассмотренных примеров процесс резания можно считать стабилизированным (установившимся), если соблюдаются условия:

при черновом прошивании деталей (см. рис. 2, *а*) $H_{ус} = 0{,}0135$ мм и $L \geqslant 0{,}64$ мм;

при чистовом прошивании деталей (см. рис. 2, *б*) $H_{ус} = 0{,}00707$ мм и $L \geqslant 1{,}5$ мм.

Таким образом, при прошивании возникают вынужденные колебания технологической системы вследствие действия ударной нагрузки в начале процесса врезания, что приводит к снижению качества обрабатываемой поверхности вблизи входного торца обрабатываемого отверстия.

На основании результатов исследований можно дать следующие рекомендации по усовершенствованию конструкции режущего инструмента:

1) для уменьшения колебаний вершины режущего зуба инструмента целесообразно в качестве инструментального материала использовать более твердый режущий материал (с большим модулем упругости);

2) для получения требуемого номинального диаметра отверстия $D_{дет}$ целесообразно уменьшить диаметр $D_{зуб}$ режущего зуба на удвоенную величину отклонения $H_{ус}$ его режущей кромки в процессе резания (рис. 3), т. е. диаметр режущих зубьев инструмента определяется по формуле $D_{зуб} = D_{дет} - 2H_{ус}$.

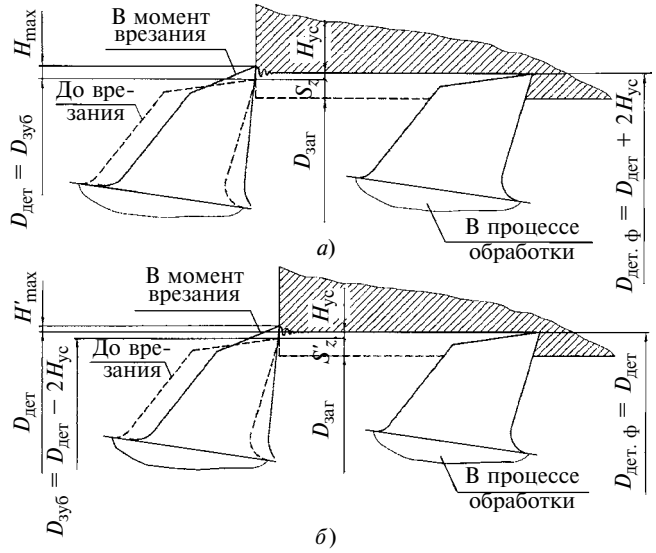


Рис. 3. Схемы процесса обработки без модернизации (*а*) и после модернизации — занижения вершины зуба (*б*) режущего инструмента

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бекаев А. А.** Повышение геометрических параметров качества обрабатываемой поверхности детали в процессе протягивания (прошивания) на основе совершенствования динамических характеристик привода оборудования: Дис. ... канд. техн. наук. М., МГТУ "МАМИ". 2006. 274 с.

2. **Повышение** эффективности методов комбинированного волочения за счет регуляризации микрогеометрии рабочей поверхности инструмента / А. В. Щедрин, А. А. Бекаев, В. М. Скоромнов и др. // Вестник машиностроения. 2006. № 11. С. 58—60.

3. **Исследование** комбинированного волочения инструментом с регулярном микрорельефом / А. В. Щедрин, А. А. Бекаев, В. М. Скоромнов и др. // Вестник машиностроения. 2008. № 4. С. 78—80.

4. **Повышение** эффективности комбинированного протягивания отверстий на основе регуляризации микрогеометрии поверхности деформирующих элементов / А. В. Щедрин, А. А. Бекаев, В. В. Ульянов, Н. Ю. Чихачева // Вестник машиностроения. 2009. № 9. С. 57—60.

5. **Совершенствование** способа управления процессом стружкообразования в методах деформирующе-режущей обработки / А. В. Щедрин, А. А. Бекаев, В. М. Скоромнов и др. // Вестник машиностроения. 2005. № 12. С. 41—42.

6. **Эффект** Баушингера при комбинированных методах обработки металла /А. В. Щедрин, А. А. Бекаев, В. М. Скоромнов и др. // Вестник машиностроения. 2008. № 8. С. 71, 72.

7. **Кочетков Я. П., Кочетков Ю. А.** Осевые деформации зубьев круглой протяжки при врезании в заготовку // Станки и инструмент. 1971. № 4. С. 28—30.

8. **Кочетков Я. П., Кочетков Ю. А.** Деформации зубьев круглой протяжки в радиальном направлении // Станки и инструмент. 1972. № 10. С. 20—23.

9. **Кочетков Я. П., Кочетков Ю. А.** Взаимосвязь осевых и радиальных деформаций зубьев круглой протяжки. М., 1975. 12 с. Деп. в РЖ ВИНИТИ 10.12.75, № 128—75.

10. **Крутякова М. В.** Повышение эффективности протягивания на основе оптимизации конструкции инструмента путем математического моделирования: Дис. ... канд. техн. наук. М., МГТУ "МАМИ". 2004. 260 с.

11. **Бекаев А. А., Михайлов В. А., Кузьминский Д. Л.** Зависимость параметров качества и точности отверстия детали при прошивании от соответствующих параметров отверстия заготовки // Вестник машиностроения. 2011. № 4. С. 67—69.

12. **Режимы** резания металлов: Справочник / Ю. В. Барановский, Л. А. Брахман, А. Д. Корчёмкин и др. Под. ред. А. Д. Корчёмкина. М.: НИИТавтопром, 1995. 456 с.

УДК 621.43.001.573

Е. В. ЗУБКОВ, канд. техн. наук, Л. А. ГАЛИУЛЛИН (Камская государственная инженерно-экономическая академия, г. Набережные Челны), e-mail: galilenar@yandex.ru

Применение гибридной нейронной сети для настройки нечетких систем при моделировании режимов испытаний ДВС

Рассмотрено применение гибридной нейронной сети для автоматического формирования нечетких правил управления режимами работы ДВС при испытаниях. Определена топология этой сети. На основе полученных нечетких правил оценена адекватность управления ДВС.

Ключевые слова: нечеткая нейронная сеть, двигатель внутреннего сгорания, автоматизированная система испытаний.

Application of hybrid neural network for automatic formation of fuzzy rules of the operation mode controlling of the internal combustion engine (ICE) during the testing process is considered. On the basis of the fuzzy rules the assessment of ICE control adequacy has been given.

Keywords: fuzzy neural network, internal combustion engine (ICE), automated testing system.

Развитие авто- и тракторостроения связано с непрерывным совершенствованием силовых агрегатов, в частности двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Заявленные показатели ДВС: мощность, экономичность, токсичность, надежность и долговечность, — устанавливаются стендовыми и эксплуатационными испытаниями [1]. Все вновь создаваемые или модернизируемые, или серийно выпускаемые двигатели автомобилей и тракторов подвергают различным испытаниям, порядок и объем которых устанавливают ГОСТы. Испытания — заключительный этап сложного процесса создания или совершенствования ДВС.

В процессе испытаний определяют тягово-динамические, экономические, экологические и другие показатели двигателя и устанавливают их соответствие стандартам и техническим условиям. При испытаниях выявляют особенности данного двигателя, а сравнительный анализ результатов испытаний различных двигателей позволяет оценить эффективность их конструктивных особенностей, качество изготовления или техническое состояние. В настоящее время испытания ДВС представляют собой сложный и трудоемкий технологический процесс, требующий больших временны́х и материальных затрат. Поэтому создаются автоматизированные системы испытаний (АСИ) двигателей.

При построении математической модели ДВС, как правило, решается задача получения законов функционирования объекта или его составляющих частей [2]. Решение данной задачи сводится к установлению значимых входных и выходных характеристик объекта и проведению серии экспериментов с целью получения данных о функционировании объекта в конкретных условиях. Для этого предлагается использовать гибридные нейронные сети для настройки нечетких систем.

Формирование топологии гибридной сети

Нечеткая гибридная нейронная сеть представляет собой многослойный персептрон (рис. 1). Гибридная сеть, в отличие от многослойного персептрона, включает в себя адаптивный слой функций принадлежности и логические И-, ИЛИ-нейроны (логические нейроны, моделирующие логические связки) [3].

Сеть отображает входной вектор в выходной ($X \to Y$) по формуле [3]

$$Y(X) = \frac{\sum_{k=1}^{N}\left(w_k\left(p_{k0} + \sum_{i=1}^{n} p_{ki}x_i\right)\right)}{\sum_{k=1}^{N} w_k}, \qquad (1)$$

которую можно представить в виде:

$$Y(X) = \frac{\sum_{k=1}^{N}(w_k y_k(x_i))}{\sum_{k=1}^{N} w_k}, \qquad (2)$$

где $y_k(x_i) = p_{k0} + \sum_{i=1}^{n} p_{ki}x_i$.

Если в формуле (2) принять $y_k(x_i) = c_k$, получим:

$$Y(X) = \frac{\sum_{k=1}^{N}(w_k c_k)}{\sum_{k=1}^{N} w_k} = \frac{\sum_{k=1}^{N}\left(c_k\left(\prod_{i=1}^{n}\mu_{A_i^k}(x_i)\right)\right)}{\sum_{k=1}^{N}\left(\prod_{i=1}^{n}\mu_{A_i^k}(x_i)\right)}, \qquad (3)$$

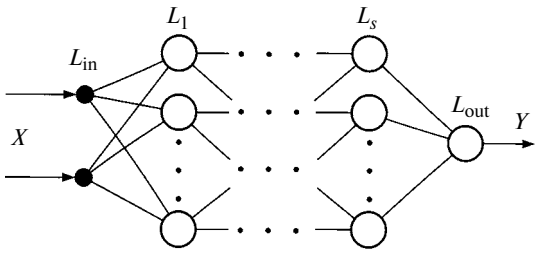


Рис. 1. Многослойная структура гибридной сети:
X, Y — векторы входных и выходных параметров; L_{in}, L_{out} — входной и выходной слои; L_1, ..., L_S — скрытые слои

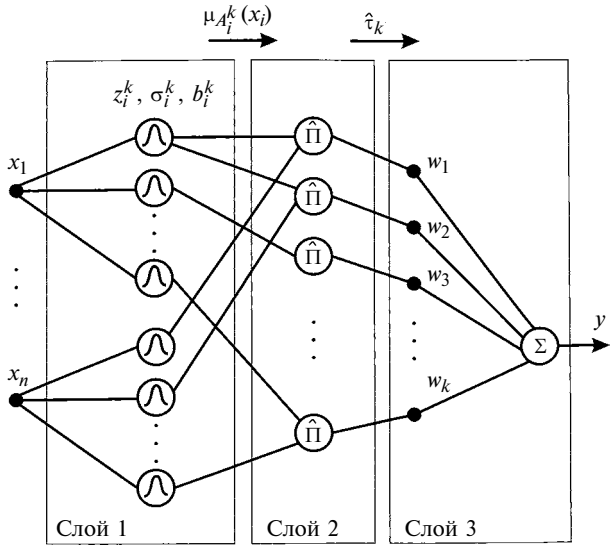


Рис. 2. Слои 1—3 гибридной сети для дизеля

где N — число нечетких правил; n — число входных переменных; c_k — центр функций принадлежности правой части нечетких правил; x_i — входная переменная; $\mu_{A_i^k}(x_i)$ — степень принадлежности численного значения x_i нечеткому множеству A_i^k для i-й входной переменной.

Входящие в выражение (2) веса w_k интерпретируются как значимость компонентов $\mu_{A_i^k}(x_i)$. С точки зрения нечетких систем $\mu_{A_i^k}(x_i)$ — функция принадлежности к нечеткому множеству.

Для получения обучающей выборки для проектируемой гибридной сети были использованы результаты испытаний двигателей КамАЗ 740-30-260. Режим работы двигателя во время испытаний представляется в виде вектора X желаемого изменения по времени входных параметров ДВС. Продолжительность t работы двигателя с заданными параметрами зависит от вида испытаний и задается в их программе. В рассматриваемом случае:

$x_1 = \{603;\ 73{,}4;\ 18{,}6\}$ — для $t = 0 \div 15$ мин;

$x_2 = \{825;\ 99;\ 23{,}1\}$ — для $t = 15 \div 30$ мин;

$\vdots$

$x_n = \{2458;\ 110;\ 59{,}3\}$ — для $t = 165 \div 180$ мин.

Здесь в качестве входных параметров выбраны соответственно: частота вращения коленчатого вала — n, мин$^{-1}$; момент нагрузки на валу двигателя — $M_н$, Н · м; часовой расход топлива — $G_т$, кг/ч. Значения входных параметров определяются конструкцией двигателя и задаются в программе испытаний.

Для формирования управляющего воздействия в виде вектора значений перемещения рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД) для дизеля гибридная сеть должна состоять из трех слоев (рис. 2). Слой 1 представлен радиальными базисными нейронами и моделирует функции принадлежности системы нечеткого вывода.

В работе [4] была показана возможность управления ДВС при проведении испытаний методами нечеткой логики. В качестве функции принадлежности выбирается параметризованная функция формы, параметры которой настраиваются с помощью гибридной сети. При проектировании гибридной сети условие нечетких правил $IF(x_i \in A_i^k)$ реализуется функцией принадлежности, которая представляется обобщенной функцией Гаусса отдельно для каждой переменной x_i:

$$\mu_{A_i^k}(x_i) = \frac{1}{1 + \left(\dfrac{\left|x_i - z_i^k\right|}{\sigma_i^k}\right)^{2b_i^k}}, \qquad (4)$$

где z_i^k, σ_i^k, b_i^k — соответственно центр, ширина и форма гауссовой кривой.

Обобщенная функция Гаусса при соответствующем подборе показателя степени b_i^k может быть вырождена как в стандартную функцию Гаусса ($b_i^k = 1$), так и в треугольную ($b_i^k = 0{,}6$) или в трапецеидальную функцию ($b_i^k = 5$) (рис. 3).

Для заданных входных параметров режима работы двигателя необходимо определить нечеткие множества. Большее число нечетких множеств параметра повышает точность полученного управляющего воздействия, однако требует больших затрат ресурсов ЭВМ. Для наглядного представления функций принадлежности нечетких множеств и соответствующих расчетов степеней принадлежности

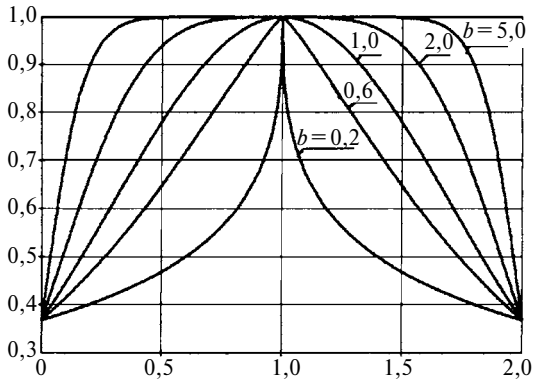


Рис. 3. Обобщенная функция Гаусса при различных значениях параметра b для $z = 1$, $\sigma = 1$

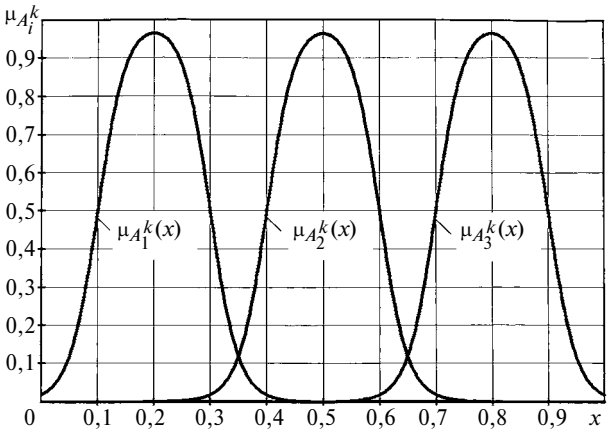


Рис. 4. Первоначальные функции принадлежности для частоты вращения коленчатого вала

примем три нечетких множества для частоты вращения коленчатого вала, два — для момента нагрузки и четыре — для часового расхода топлива. На рис. 4 показаны функции принадлежности для частоты вращения коленчатого вала.

Задача слоя 1 (см. рис. 2) заключается в расчете степени принадлежности входных данных к соответствующим нечетким множествам. Для этого числовые значения параметров подвергаются нормализации:

$x_1 = \{0{,}24;\ 0{,}58;\ 0{,}31\}$ — для $t = 0 \div 15$ мин;

$x_2 = \{0{,}38;\ 0{,}80;\ 0{,}39\}$ — для $t = 15 \div 30$ мин;

$\vdots$

$x_n = \{1;\ 0{,}81;\ 1\}$ — для $t = 165 \div 180$ мин.

Степени принадлежности нормализованных значений входных параметров к нечетким меткам в соответствии с формулой (4) таковы:

$$\mu(x_1) = \{(0{,}84;\ 0{,}1;\ 0{,}06);\ (0{,}42;\ 0{,}48);\ (0{,}78;\ 0{,}1;\ 0{,}1;\ 0{,}02)\};$$

$$\mu(x_2) = \{(0{,}62;\ 0{,}2;\ 0{,}18);\ (0{,}23;\ 0{,}77);\ (0{,}25;\ 0{,}4;\ 0{,}2;\ 0{,}05)\};$$

$$\vdots$$

$$\mu(x_n) = \{(0{,}1;\ 0{,}12;\ 0{,}78);\ (0{,}25;\ 0{,}75);\ (0{,}1;\ 0{,}2;\ 0{,}15;\ 0{,}65)\}.$$

Слой 2 (см. рис. 2) — состоит из И-нейронов [3]. Связи с предыдущим слоем устанавливаются так, чтобы получить все возможные комбинации функций принадлежности обоих входных сигналов.

Пространство входных параметров разделено N_1 функциями принадлежности для сигнала x_1, N_2 функциями принадлежности для сигнала x_2 и N_3 функциями принадлежности для сигнала x_3. Иначе говоря, определить N_1 нечетких множеств для первого входного сигнала можно как $A_1^1, \ldots, A_1^{N_1}$, а N_2 нечетких множеств t для второго сигнала как $A_2^1, \ldots, A_2^{N_2}$. В результате получим $N_1 \times N_2 \times N_3$ правил вида:

$$R^k\colon IF(x_1 \in A_1^{n_1}\ AND\ x_2 \in A_1^{n_2}\ AND\ x_n \in A_n^{n_3}) \times \times\ THEN\ y = c_k, \qquad (5)$$

где $n_1 = 1, \ldots, N_1$ и $n_2 = 1, \ldots, N_2$; R^k — k-е нечеткое правило; $x_1, \ldots, x_n$ — входные параметры режима работы двигателя.

Слой 2 определяет степень соответствия значений входных сигналов условиям правил. Зависимость между их входами и выходами имеет вид:

$$\tau_k = \prod_{i = 1, \ldots, n} \mu_{A_i^k}(x_i); \qquad (6)$$

$$\hat{\tau}_k = \hat{\prod}_{i = 1, \ldots, n} \mu_{A_i^k}(x_i) = \tau_k / \sum_{i=1}^{N} \tau_i; \qquad (7)$$

где τ_k — степень активности k-го правила; $\hat{\tau}_k$ — нормированное значение τ_k.

Выходы этого слоя представляют собой нормированные степени активности правил:

$$\tau_k(x_1) = 0{,}84 \cdot 0{,}48 \cdot 0{,}78 = 0{,}31,$$
$$\hat{\tau}_k(x_1) = 0{,}31/(0{,}84 + 0{,}48 + 0{,}78) = 0{,}15;$$

$$\tau_k(x_2) = 0{,}62 \cdot 0{,}77 \cdot 0{,}4 = 0{,}19,$$
$$\hat{\tau}_k(x_2) = 0{,}19/(0{,}62 + 0{,}77 + 0{,}4) = 0{,}11;$$

$$\vdots$$

$$\tau_k(x_n) = 0{,}78 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}65 = 0{,}38,$$
$$\hat{\tau}_k(x_n) = 0{,}38/(0{,}78 + 0{,}75 + 0{,}65) = 0{,}17.$$

Слой 3 представляет собой генератор функции, рассчитывающий значения $y_k(x_i) = p_{k0} + \sum_{j=1}^{N} p_{ki} x_i$. В этом слое сигналы $y_k(x_i)$ умножаются на значения w_k, сформированные в предыдущем слое. Это параметрический слой, в котором адаптации подлежат веса p_{ki} для $k = 1, \ldots, N$ и $i = 1, \ldots, n$.

Слой 3 реализует метод определения четкого значения выходного параметра (дефазификацию). Сигнал на его выходе представляет собой сумму произведений весов w_k и нормированных степеней активности правил $\hat{\tau}_k$:

$$y(x_1) = w_k(x_1)\hat{\tau}_k(x_1) = 0 \cdot 0{,}15 = 0;$$

$$y(x_2) = w_k(x_2)\hat{\tau}_k(x_2) = 0 \cdot 0{,}11 = 0;$$

$$\vdots$$

$$y(x_n) = w_k(x_n)\hat{\tau}_k(x_n) = 0 \cdot 0{,}17 = 0.$$

Веса связей, обозначенные символом w_k, соответствуют константе c_k в правилах вида (5). Они должны иметь нулевые начальные значения, что отражает факт отсутствия заключений до начала обучения сети. Поэтому можно утверждать, что модификация этих весов в процессе обучения приводит к построению правил. После обучения гибридной сети параметры c_k изменятся таким образом, что на выходе будет получаться нормализованное значение управляющего воздействия.

Слой 1 содержит $3NM$ параметров функции Гаусса (N — число получаемых нечетких правил, M — общее число нечетких множеств для входных векторов), а слой 3 — k параметров c_k.

Оценка погрешности модели

Гибридная сеть для каждого вектора входных параметров вырабатывает управляющее воздействие на двигатель. Для дизеля управляющим воздействием может являться перемещение h, мм, рейки ТНВД.

Для заданных входных векторов:

n = {603; 776; 980; 1209; 1362; 1571; 1792; 1970; 2180; 2405; 2458};

$M_н$ = {73,4; 88,4; 104,4; 123,5; 126,2; 124,6; 118; 113,4; 111; 109,7; 110};

$G_т$ = {18,6; 20,2; 24,2; 31,2; 35,7; 42,4; 47,3; 51,1; 54,1; 58,7; 59,3},

гибридная сеть получила управляющий вектор

h = {0; 1,35; 3,21; 4,62; 15; 17,3; 24,1; 27,6; 38,8; 42,4; 49,3}.

Расчетные и экспериментальные частоты вращения коленчатого вала показаны на рис. 5, согласно которому максимальная относительная погрешность по частоте вращения коленчатого вала наблюдается при n = 800÷1500 мин$^{-1}$ и составляет 4 %.

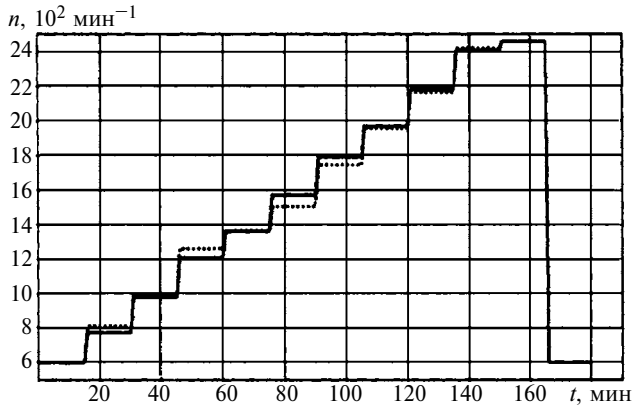


Рис. 5. Расчетные (пунктирная линия) и экспериментальные (сплошная) частоты *n* вращения коленчатого вала в зависимости от продолжительности *t* его работы

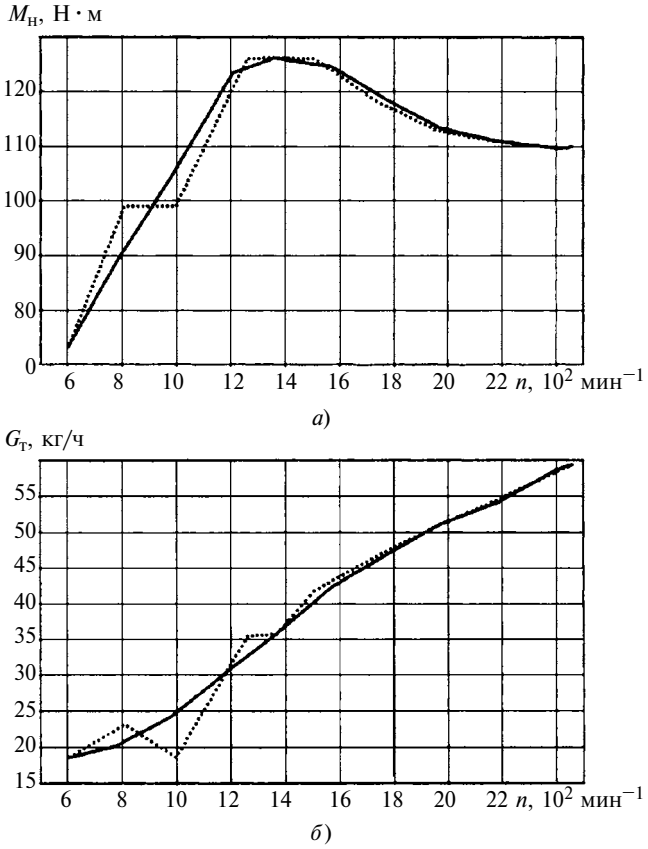


Рис. 6. Внешние скоростные характеристики момента нагрузки двигателя (*а*) и расхода топлива (*б*):
сплошные линии — эксперимент, пунктирные — расчет

Это объясняется значительной нелинейностью частоты вращения коленчатого вала на данном участке.

С использованием векторов n, $M_н$ и $G_т$ построены внешние скоростные характеристики момента нагрузки (рис. 6, *а*) и расхода топлива (рис. 6, *б*).

Отклонения расчетных показателей от экспериментальных на начальных участках графиков обусловлены соответствующим подбором выборки, которая использовалась при обучении гибридной сети.

Выводы

К достоинствам модели, построенной на основе нечеткой нейронной сети, можно отнести получение новой информации в форме некоторого прогноза (например прогноза вектора управления испытанием неизвестной модели ДВС).

Для создания базы знаний в виде нечетких правил управления выбрана гибридная сеть на основе многослойного персептрона, которая позволяет аппроксимировать параметры режима работы ДВС во всем диапазоне их значений.

Гибридная сеть содержит только два параметрических слоя (первый и третий), параметры которых уточняются в процессе обучения. Полученная максимальная относительная погрешность для n в 4 %

УДК 621.9.06

Г. Н. ВАСИЛЬЕВ, д-р техн. наук, ТАЙ ЗАР ЧЖО НЬЮНТ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: VASGN41@mail.ru

Оценка значимости параметров при оптимизации конструкции методом баланса градиентов

Рассмотрены вопросы оптимизации параметров конструкции на основе метода баланса градиентов на примере стоек металлорежущих станков.

Ключевые слова: станок, стойки, чувствительность конструкции, оптимальные параметры, функциональный критерий качества, метод баланса градиентов.

The matters of optimization of the design parameters on the basis of balance gradients method on the example of racks of the machine tools are considered.

Keywords: machine tool, racks, design sensitivity, optimal parameters, functional criterion of quality, balance gradients method.

При конструировании систем управления и машиностроительных конструкций необходимо знать степень влияния параметров на критерий качества проектируемого объекта. Это позволит правильно выбрать параметры, изменение которых обеспечит максимально эффективный результат проектирования. Для оценки значимости параметров конструкции используется теория чувствительности [1], в соответствии с которой для критерия качества F функция чувствительности J первого порядка по параметру X определяется первой производной: $J_X = \partial F / \partial X$.

При многопараметрической задаче $X = (X_1, X_2, ..., X_n)$ вектор функций чувствительности (вектор градиента) определяет направление возрастания или убывания целевой функции при изменении параметров конструкции.

Теория чувствительности широко используется при назначении допусков на параметры систем. Так, в работе [2] при заданной нестабильности параметров системы управления (САУ) с помощью функции чувствительности первого порядка определяется требуемый запас устойчивости САУ по амплитуде. В работе [3] на базе теории чувствительности разработана система назначения допусков на выходные параметры элементов системы с целью обеспечения ее заданной надежности.

Рассмотрим возможность использования функций чувствительности при расчете параметров стоек многоцелевых станков. На рис. 1, *а* приведена схема нагружения стойки многоцелевого станка, где l — высота стойки; $l_р$ — расчетная высота; a — расчетная координата приложения силы F_x. Деформация по координате X складывается из де-

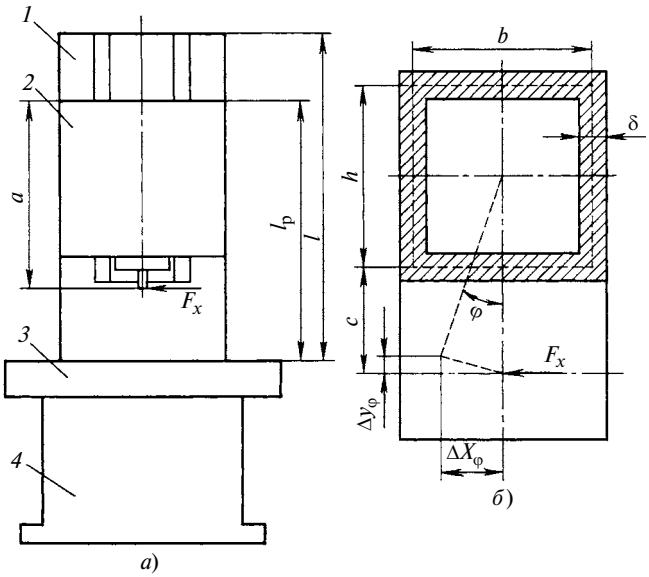


Рис. 1. Схемы нагружения стойки многоцелевого станка (*а*) и деформации кручения стойки (*б*):
1 — стойка; *2* — шпиндельная бабка; *3* — стол; *4* — станина

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

соответствует ГОСТ 18509—88 и обусловлена нелинейностью частоты вращения коленчатого вала в диапазоне 800÷1500 мин$^{-1}$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Райков И. Я.** Испытания двигателей внутреннего сгорания. М.: Высшая школа, 1975. 320 с.

2. **Зубков Е. В., Макушин А. А., Илюхин А. Н.** Правила, функции и схемы формирования моделей режимов испытаний автотракторных ДВС // Тракторы и сельхозмашины. 2009. № 5. С. 17—20.

3. **Ярушкина Н. Г.** Основы нечетких и гибридных систем: Учеб. пособие. М.: Финансы и статистика, 2004. 320 с.

4. **Макушин А. А., Зубков Е. В., Илюхин А. Н.** Применение нечеткой логики для моделирования режимов испытаний двигателей внутреннего сгорания // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2009. № 12. С. 39—44.

5. **ГОСТ 18509—88.** Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1988. 57 с.

6. **ГОСТ 14846—81.** Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. М.: Изд-во стандартов, 2003. 55 с.

формации изгиба и деформации ΔX_φ кручения (рис. 1, *б*).

После приведения деформации стойки к точке приложения силы резания найдем податливость стойки на длине ($l_р - a$):

$$e_x = \frac{\alpha_3(h+2c)^2(b+h)}{\delta h^2 b^2} + \frac{\alpha_4}{\delta b^2(3h+b)}, \qquad (1)$$

где $\alpha_3 = \frac{l_р - a}{8G}$; $\alpha_4 = \frac{2l_р^3(1-\bar{a})^3}{E}$; $\bar{a} = \frac{a}{l_р}$; E — модуль упругости первого рода; G — модуль упругости второго рода.

Масса стойки:

$$m = 2l\rho\delta(b + h), \qquad (2)$$

где ρ — плотность материала стойки.

В работе [4] предложен мультипликативный критерий оптимизации стойки:

$$F_м = e_x m. \qquad (3)$$

Наибольшая деформация стойки — по координате X при кручении [первое слагаемое в уравнении (1)]. Тогда для оптимизации параметров стойки по критерию $F_м = e_x m$, где e_x — деформация от кручения с учетом формулы (2) получим мультипликативный критерий:

$$F_м = \frac{\alpha_5(\bar{h}+2\bar{c})^2(1+\bar{h})^2}{(\bar{h})^2} \to \min,$$

где $\bar{h} = h/b$; $\bar{c} = c/b$; $\alpha_5 = 2l\rho\delta\alpha_3$.

Найдем условие экстремума $\partial F/\partial\bar{h} = 0$, решая которое, получим выражение для оптимального параметра [5]:

$$\bar{h}_1^* = \sqrt{2\bar{c}}. \qquad (4)$$

Более точное значение $\bar{h}$ получим, приравняв функции чувствительности первого порядка, где критерий качества — податливость по координате X при кручении стойки, $F = e_x$. Тогда условие оптимальности имеет вид:

$$F'_h = F'_b, \qquad (5)$$

где

$$F'_b = -\frac{\alpha_3(h+2c)^2(b+2h)}{\delta b^3 h^2}; \qquad (6)$$

$$F'_h = -\frac{\alpha_3(h+2c)(4cb+2ch-h^2)}{\delta b^2 h^3}. \qquad (7)$$

Приравняв формулы (6) и (7), получим:

$$\bar{h}_2^* = \sqrt{2\bar{c}+\bar{c}^2} - \bar{c}. \qquad (8)$$

Сравним стойки при $\bar{h}_1^*$ и $\bar{h}_2^*$ по металлоемкости. Выражение (2) можно представить в виде: $m = 2l\rho\delta b(1 + \bar{h})$, т. е. при сравнительном анализе можно полагать, что $m \approx (1 + \bar{h})$, тогда имеем: $m_1 \approx 1 + \sqrt{2\bar{c}}$; $m_2 \approx 1 + \sqrt{2\bar{c}+\bar{c}^2} - \bar{c}$.

Пусть $m_1 > m_2$, тогда: $1 + \sqrt{2\bar{c}} > 1 - \bar{c} + \sqrt{2\bar{c}+\bar{c}^2}$. Отсюда получим величину, на которую относительная масса стойки с $\bar{h}_1$ превышает относительную массу стойки с $\bar{h}_2$: $2\bar{c}\sqrt{2\bar{c}} > 0$.

Можно записать: $m_1 = m_2 + \Delta m$, где $\Delta m = 4\delta bl\rho\bar{c}\sqrt{2\bar{c}}$.

Формула (8) точнее формулы (4) ввиду более точного критерия качества стойки. При этом в качестве условия оптимальности использовали условие равнозначности влияния параметров на критерий качества в виде равенства функций чувствительности по параметрам критерия качества — условие оптимальности (5).

Согласно выражению (8) оптимальные значения $\bar{h}_2^* < 1$, которые несколько отличаются от значений, рекомендуемых в работе [6] для расточных и фрезерных станков, т. е. $\bar{h}_2 \approx 1$.

В большинстве случаев проектирование конструкции должно решаться как задача минимизации критерия F эффективности конструкции, например ее стоимости, при удовлетворении условий ограничения. Решение оптимизационной задачи можно получить путем анализа чувствительности критерия эффективности по параметрам конструкции [7].

Таким образом, обоснование оптимальности условия (5) можно получить на базе модели, включающей в себя функциональный критерий оптимизации [5]. Оценка конструкторских решений предполагает наличие критериев эффективности (F — целевая функция) и качества (g — функция ограничения). При этом критерий эффективности минимизируется, а критерий качества стремится к заданному g_0. Тогда задача оптимизации конструкции имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} &F(\bar{x}) \to \min; \\ &g(\bar{x}) = g_0, \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

где $\bar{x} = (x_1, x_2, ..., x_n)$ — вектор варьируемых переменных.

Согласно выражениям (9) функциональный критерий качества имеет вид $\Phi(\bar{x}) = g(F)$ (рис. 2). Назовем критерий Φ функционалом качества.

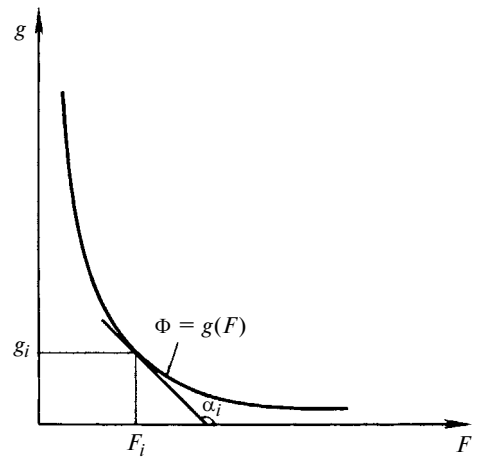


Рис. 2. Функционал качества вариантного набора конструкций

Есть некоторые особенности при построении функционала: если критерий качества — жесткость, а эффективности — масса, то функционал строится как зависимость податливости от массы. Очевидно, что конкретное значение функционала, т. е. пара чисел (g_i, F_i), определяет i-й вариант конструкции, а полностью функционал определяет вариантный набор конструкций. Оптимальные значения переменных при решении выражения (3) определяют при равенстве координат градиента функционала Φ: $\frac{\partial\Phi}{\partial x_i} = \left.\frac{\partial g}{\partial F}\right|_{x_i} = \left.\frac{\Delta g}{\Delta F}\right|_{\Delta x_i} = A_i$, т. е. критерий оптимальности имеет вид (A_i, < 0):

$$A_1 = A_2 = ... = A_n = A_0, \qquad (10)$$

где A_0 вычисляется как среднеарифметическое или среднегеометрическое A_i ($i = 1, 2, ..., n$).

Таким образом, решение задачи оптимизации (3) сводится к решению двух вариантов систем алгебраических уравнений:

первый: $A_i = A_{i+1}$, $i = 1, 2, ..., n - 1$; $g(\bar{x}) = g_0$;

второй: $A_i = A_0$, $i = 1, 2, ..., n - 1$; $g(\bar{x}) = g_0$.

Исходя из критерия (10), данный метод назвали методом баланса градиентов (БГ-метод).

Методические аспекты БГ-метода:

1) метод инвариантен к типу переменных (непрерывные, дискретные, структурные), поэтому его можно использовать, например, при структурно-параметрической оптимизации;

2) функционал качества определяет вариантный набор конструкций по значениям критериев g_i, F_i;

3) по величине A_i можно определять значимость переменных в модели оптимизации, так, i-ю переменную можно исключить из модели оптимизации, если $|A_i| \ll A_j$ ($i = 1, 2, ..., i - 1, i + 1, ..., n$) или наоборот, если $|A_i| \gg A_j$;

4) по величине A_j можно определить наилучшее направление оптимизации, т. е. выбрать наиболее предпочтительную переменную оптимизации;

5) можно оценивать затраты (ΔF) на повышение качества конструкции: $\Delta F = \Delta g/A_0$.

Используя БГ-метод для оптимизации параметров стойки, представленной на рис. 1, будем учитывать только деформацию от кручения. Найдем производные функционала качества по h и b (толщина сечения δ — менее значимый параметр):

$$\Phi'_b = -\frac{\alpha_3(h+2c)^2(b+2h)}{2l\rho\delta^2 b^3 h^2};$$

$$\Phi'_h = -\frac{\alpha_3(h+2c)(4cb+2ch-h^2)}{2l\rho(\delta b)^2 h^3}.$$

Из равенства $\Phi'_h = \Phi'_b$ получим оптимальное значение $\bar{h}^*$, как и при использовании критерия равенства функций чувствительности по параметрам конструкции: $\bar{h}^* = \sqrt{2\bar{c}+\bar{c}^2} - \bar{c}$.

Очевидно, что условие $\Phi'_h = \Phi'_b$ эквивалентно условию $F'_h = F'_b$. Запишем условие оптимальности по БГ-методу:

$$\left.\begin{aligned} \Phi'_h &= \frac{\partial F/\partial h}{\partial m/\partial h}; \\ \Phi'_b &= \frac{\partial F/\partial b}{\partial m/\partial b}. \end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

Согласно выражению (2) получим:

$$\partial m/\partial h = \partial m/\partial b. \qquad (12)$$

С учетом выражений (11) и (12) условие оптимальности имеет вид: $F'_h = F'_b$

Таким образом, принятое ранее условие (5) определяет оптимальный критерий качества.

Однако выражение (12) для критерия m эффективности в ряде случаев не выполняется, тогда следует использовать функции чувствительности функционала качества Φ.

Определим значимость параметра δ относительно параметра b: $\Phi'_\delta = -\frac{\alpha_3(h+2c)^2}{2l\rho(\delta hb)^2}$. Из отношения функционалов $\bar{A} = \Phi'_b/\Phi'_\delta$ получим выражение $\bar{A} = (b + 2h)/b$. Таким образом, влияние толщины δ сечения стойки в 2÷3 раза меньше влияния c размеров сечения.

Рассмотрим модель оптимизации стоек вертикально-сверлильных и агрегатных станков (рис. 3). Стойка нагружена изгибающим моментом M_z от силы P_z резания на плече y_p (рис. 3, *а*). Податли-

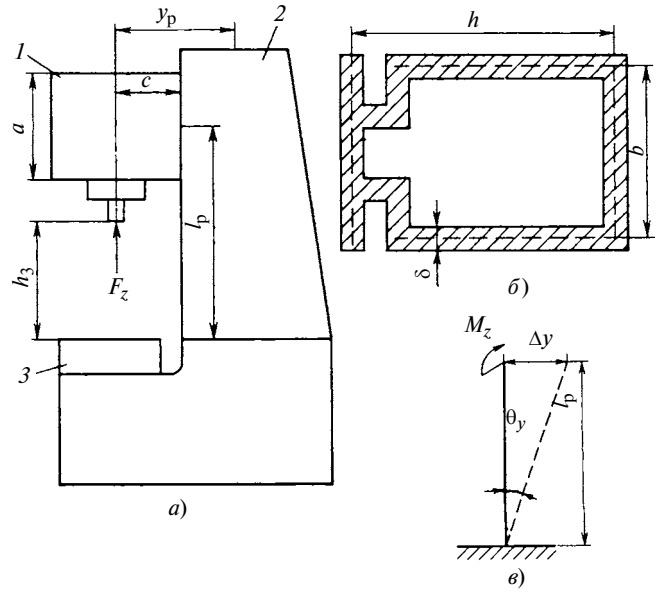


Рис. 3. Расчетная схема для оценки деформации стойки вертикально-сверлильного или агрегатного станка (*а*), поперечное сечение стойки (*б*), схема деформации (*в*):
1 — шпиндельная (сверлильная) бабка; *2* — стойка; *3* — стол

вость стойки (рис. 3, *в*) имеет вид: $e_y = \dfrac{\Delta y_z}{P_z} = \dfrac{\alpha_1(2c+h)}{\delta h^2(3b+h)}$, где $\alpha_1 = \dfrac{3(h_3+0{,}4a)^2}{2E}$.

Для функционала стойки вертикально-сверлильного станка справедливо выражение (12), поэтому можно воспользоваться критерием оптимальности (5):

$$\partial e_y/\partial h = \partial e_y/\partial b, \tag{13}$$

где $\dfrac{\partial e_y}{\partial h} = -\dfrac{\alpha_1[2h^2+3h(b+2c)+12bc]}{\delta h^3(3b+h)^2}$;

$\dfrac{\partial e_y}{\partial b} = -\dfrac{3\alpha_1(2c+h)}{\delta h^2(3b+h)^2}$.

Из равенства (13) получим:

$$\bar{h}^* = \frac{3}{2} + \sqrt{\frac{9}{4}+12\bar{c}}. \tag{14}$$

Следовательно, оптимальные значения $\bar{h}^* > 3$, а в работе [6] для вертикально-сверлильных и агрегатных станков рекомендуются значения $\bar{h} \approx 2\div3$.

Оценим значимость параметра δ по сравнению с параметром *b* для вертикально-сверлильных станков:

$$\Phi'_b = -\frac{3\alpha_1(2c+h)}{2l\delta^2\rho h^2(3b+h)^2};$$

$$\Phi'_\delta = -\frac{\alpha_1(h+2c)}{2l\rho(\delta h)^2(3b+h)(b+h)}.$$

Тогда

$$\left.\begin{aligned}\bar{A} &= \Phi'_b/\Phi'_\delta;\\ \bar{A} &= \frac{3(1+\bar{h})}{3+\bar{h}}.\end{aligned}\right\} \tag{15}$$

Следовательно, влияние толщины стойки по сравнению с влиянием размеров сечения (как и для сверлильно-фрезерно-расточных станков) в 2÷3 раза меньше.

В продольно-строгальных и продольно-фрезерных станках (рис. 4, *а*) учитывается изгиб как от силы P_z, так и от силы P_y ($y_p = c_1 + h/2$). Тогда деформация по координате *Y* (рис. 4, *б*) имеет вид:

$$e_y = \frac{\alpha'_4(2c_1+h)+\alpha_5}{\delta h^2(3b+h)},$$

где $\alpha'_4 = \dfrac{3(l_p-a)^2}{2E}$; $\alpha_5 = \dfrac{2\xi(l_p-a)^3}{E}$; $\xi = \dfrac{P_y}{P_z}$.

Используя критерий (5), аналогично выражению (14) получим выражение оптимального параметра:

$$\bar{h}^* = \frac{3}{2} + \sqrt{\frac{9}{4}+4(3\bar{c}_1+2\bar{l}_p)}, \tag{16}$$

где $\bar{l}_p = l_p/b$.

В работе [6] рекомендуемые значения для продольно-строгальных и продольно-фрезерных станков $\bar{h} \approx 2\div3$, однако, согласно формуле (16) оптимальные значения $\bar{h}^*$ больше, чем для вертикально-сверлильных и агрегатных станков, т. е. $\bar{h}^* \gg 3$.

Построим модель стойки многоцелевого станка (см. рис. 1) при пространственной нагрузке (рис. 5, *а*), ограничивающей деформацию в плоскости *YOZ* изгибающих моментов с помощью внутренних ребер в сечении стойки (рис. 5, *б*). Тогда

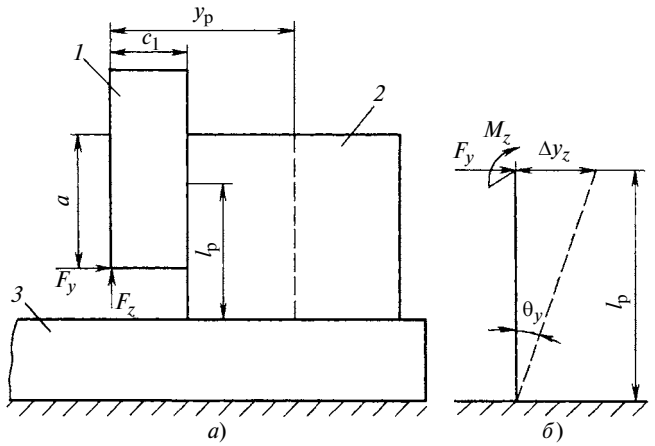


Рис. 4. Расчетная схема продольно-строгального станка (*а*) и схема деформации стойки по координате *Y* (*б*):
1 — вертикальный суппорт; *2* — стойка; *3* — стол

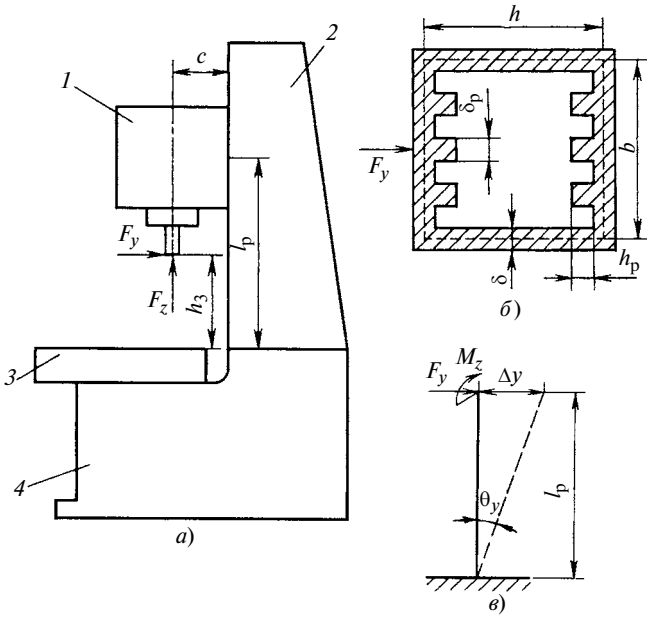


Рис. 5. Схема нагружения стойки многоцелевого станка в плоскости *YOZ* (*а*), внутреннее оребрение стойки (*б*) и схема деформации по координате *Y* (*в*):
1 — шпиндельная бабка; *2* — стойка; *3* — стол; *4* — станина

податливость (рис. 5, *в*) и масса данной стойки имеют вид:

$$e_{ур} = \frac{\alpha_9[3(2c+h)+\alpha_{10}]}{\delta h^3(3h+8c)+xc\delta_p\beta[\beta^2\delta_p^2+3(h-\chi\delta_p\beta)^2]};$$

$$m = \frac{l\rho}{c}[\delta(h^2+4ch)+z\beta c\delta_p^2], \qquad (17)$$

где $\alpha_9 = \frac{c(l_p-a)^2}{E}$; $\alpha_{10} = 4\xi(l_p - a)$; $\xi = F_y/F_z$; $\beta = h_p/\delta$; $\chi = 1$ для внутренних ребер; $\chi = -1$ — для внешних ребер.

Приравняв производные функционала качества модели [выражения (17)] по Z и β, получим формулу оптимального параметра: $\beta^* = \sqrt{3h/\delta_p + 2{,}25} - 1{,}5$. Так, при $h/\delta_p = 11{,}25$ получим $\beta^* = 4{,}5$. Аналогично выражению (15) можно оценить эффективность использования внутренних ребер по сравнению с параметром h:

$$\bar{A}_{hz} = \frac{\Phi'_h}{\Phi'_z} =$$

$$= \frac{1+8(3\bar{c}+\xi\bar{l}_p)/3+8(3\bar{c}+2\xi\bar{l}_p)\bar{c}/3}{1+2(6\bar{c}+2\xi\bar{l}_p-3\bar{h}_p)/3+(3\bar{c}+2\bar{l}_p-3\bar{h}_p)\bar{c}/3},$$

где $\bar{c} = c/h$; $\bar{l}_p = l_p/h$; $\bar{h}_p = h_p/h$.

Очевидно, что при любых параметрах стойки $\bar{A}_{hz} > 1$, т. е. для достижения заданной жесткости стойки эффективнее использовать параметр h или b, чем предусматривать ребра жесткости. С другой стороны, применение ребер жесткости можно оправдать повышением компактности стойки.

Оценим эффективность увеличения толщины сечения стойки по сравнению с использованием ребер:

$$\bar{A}_{\delta z} = \frac{1+8\bar{c}/3}{1+2(2\bar{c}-\bar{h}_p-4\bar{c}\bar{h}_p)}. \qquad (18)$$

Из выражения (18) можно найти высоту ребер, при которой эффективнее использовать ребра, чем увеличивать толщину сечения стойки: $\bar{h}_p > \frac{2\bar{c}}{3(1+4\bar{c})}$.

Таким образом, получена модель оптимизации, включающаяся в себя функциональный критерий качества (зависимость целевой функции от ограничения в виде равенства), для решения которой разработан оригинальный БГ-метод оптимизации, позволяющий получать сравнительную оценку влияния конструктивных параметров на целевую функцию.

Доказано, что при равных производных критерия эффективности по параметрам конструкции в качестве условия оптимальности вместо критерия БГ-метода можно использовать условие равенства функций чувствительности критерия качества по параметрам конструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Розенвассер Е. Н., Юсупов Р. М.** Чувствительность систем управления. М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. литературы. 1981. 464 с.

2. **Васильев Г. Н.** Автоматизация проектирования металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1987. 280 с.

3. **Райншке К.** Модели надежности и чувствительности систем. М.: Мир, 1979. 432 с.

4. **Евстигнеев В. Н., Левина З. М.** Основные направления совершенствования компоновок многоцелевых станков по критерию жесткости // Станки и инструмент. 1986. № 1. С. 5—7.

5. **Васильев Г. Н., Тай Зар Чжо Ньюнт.** Оптимизация параметров стоек многоцелевых станков на базе функционального критерия качества // СТИН. 2010. № 5. С. 5—8.

6. **Проектирование** металлорежущих станков и станочных систем: Справочник. Т. 2. Ч. 1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А. С. Проников, Е. И. Борисов, В. В. Бушуев и др. Под общ. редакцией А. С. Проникова. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1995. 371 с.

7. **Хог Э., Чой К., Комков В.** Анализ чувствительности при проектировании конструкций: пер. с англ. М.: Мир, 1988. 428 с.

УДК 621.313.2-8

З. Н. МУСАЕВ, канд. техн. наук, С. А. ХАНАХМЕДОВА (Азербайджанская государственная нефтяная академия, г. Баку), e-mail: samira1009@mail.ru

Стартер-генератор, конструкции и его элементы

Предложены две конструкции нового устройства для транспортного средства — стартер-генератор двойного назначения.

Ключевые слова: стартер-генератор, редуктор, зубчатые колеса, тормозной диск, защелка, муфта свободного хода.

Two designs of a new device for a vehicle are proposed — a starter-generator of dual purpose.

Keywords: starter-generator, reducer, gears, brake disk, latch, free-running clutch.

На борту автономных объектов, как правило, устанавливают один силовой элемент — двигатель внутреннего сгорания (ДВС), пуск которого осуществляется стартером, получающим энергию от аккумуляторной батареи. Для обеспечения электроэнергией бортовой сети предусматривается установка высокочастотного генератора переменного тока. Однако учитывая то, что эти силовые агрегаты выполняют свои функции не в одно и то же время, их можно заменить одним стартер-генератором [1], что обеспечит экономию цветных металлов, изоляционных материалов и позволит освободить некоторое пространство в отсеке ДВС.

Были поставлены задачи — спроектировать основной элемент, связывающий стартер-генератор с коленчатым валом ДВС, т. е. редуктор, и сформулировать функциональные особенности данного устройства. Для этих целей использовали электрическую машину постоянного тока, механически связанную с коленчатым валом ДВС с помощью редуктора и ременной передачи (рис. 1). В режиме "стартер" машина *1* постоянного тока работает как двигатель, а в режиме "генератор" — как генератор переменного тока с частотой 40÷250 Гц, при этом происходит отсоединение от щеточно-коллекторного узла.

Составляя единую конструкцию с машиной постоянного тока, редуктор должен выполнять следующие функции:

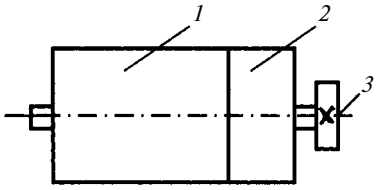


Рис. 1. Схема стартер-генератора:
1 — двигатель постоянного тока; *2* — редуктор; *3* — шкив ременной передачи

обеспечивать режим "стартер" для пуска ДВС, т. е. высокую частоту вращения двигателя постоянного тока (2500÷4000 мин$^{-1}$) снижать до пусковой частоты вращения коленчатого вала;

обеспечивать защиту элементов редуктора и двигателя постоянного тока в пусковом режиме;

выполнять плавный переход стартер-генератора в режим "генератор" без ударов и перегрузок в элементах конструкции;

обеспечивать надежные механические связи между валом стартер-генератора и коленчатым валом при резком изменении частоты вращения коленчатого вала ДВС с учетом максимально допустимых механических напряжений;

обеспечивать защиту элементов стартер-генератора при пуске во время работы ДВС;

обеспечивать режим "генератор" во всем диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала ДВС и настройку режима "генератор" при останове ДВС.

Рассмотрим конструкции и принцип действия двух разработанных редукторов, соответствующих вышеуказанным требованиям [2—5].

Конструкция I и ее особенности. Устройство состоит из двух блоков зубчатых колес (рис. 2) и тормозного элемента. Зубчатые колеса *2* и *3* располагаются на двух радиусах (два блока зубчатых колес). Оси зубчатых колес, находящиеся на одном радиусе, располагаются под углом 120°. Для уменьшения габаритных размеров редуктора и снижения инерционных моментов вращающихся элементов каждое зубчатое колесо одного блока связано с двумя зубчатыми колесами другого блока (см. рис. 2, точки a, a'; b, b'; c, c').

При проектировании данного редуктора должны выполняться следующие условия:

1) так как зубчатые колеса первого блока связаны с зубчатым колесом вала двигателя постоянного тока и располагаются относительно друг друга под углом 120°, число зубьев должно быть кратным трем. Для уменьшения габаритных размеров диаметр зубчатого колеса вала должен быть небольшим, так как при его увеличении увеличивается диаметр D_3, который одновременно является внутренним диаметром зубчатого колеса *4*, передающего момент на шкив *8* (рис. 3) ременной передачи;

2) радиус R_2 и диаметр D_{12} следует выбрать так, чтобы выполнялось неравенство $R_2 + D_{12}/2 < D_3/2$;

3) должно выполняться условие ($D_{11} + D_{12}/2 < a$;

4) оси f и h должны располагаться под углом 60°.

Два блока зубчатых колес разного диаметра обеспечивают изменение передаточного числа, а в

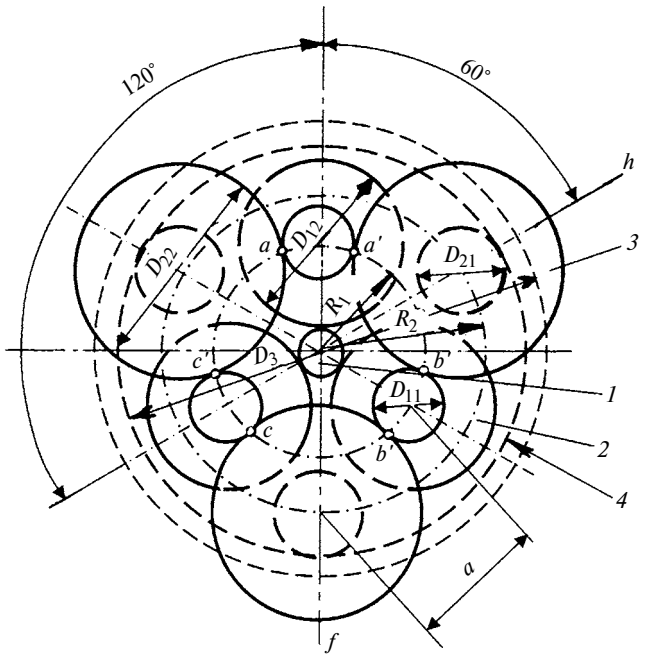


Рис. 2. Схема расположения зубчатых колес (зацепления не показаны, даны начальные окружности):
1 — зубчатое колесо вала двигателя постоянного тока; *2* и *3* — зубчатые колеса; *4* — зубчатое колесо ведомого вала

режиме "редуктор" — вращение ведущего и ведомого валов в одну сторону. Таким образом, передаточное число редуктора $u_р = u_1u_2u_3$, где u_1, u_2 и u_3 — передаточные числа отдельных зубчатых зацеплений. Оси входного и выходного валов совпадают, валы вращаются в одном направлении. Это необходимо, так как при пуске ДВС и в режиме "генератор" коленчатый вал ДВС вращается в одном направлении.

Блоки из трех зубчатых колес обеспечивают симметричную систему моментов, использование зубчатых колес небольшой ширины, снижение уровня вибрации и уменьшение нагрузки на каждый зуб зубчатого колеса. Использование косозубых колес приводит к значительному уменьшению уровня шума и вибраций.

Частота вращения вала якоря машины постоянного тока посредством двух блоков зубчатых колес снижается до пусковой частоты вращения коленчатого вала ДВС: $\omega_п = \omega_1/u$. Здесь $u = u_р u_{рем}$ — общее передаточное число, где $u_р = u_{12}u_{23}u_{34}$ — передаточное число редуктора (u_{12} — передаточное число пары "вал якоря—вал редуктора"; u_{23} — передаточное число пары зубчатых колес *2* и *3*; u_{34} — передаточное число пары зубчатых колес *3* и *4*); $u_{рем}$ — передаточное число ременной передачи.

Для пуска разных двигателей предусмотрены разные частоты вращения: для дизелей — 100÷200 мин$^{-1}$; для карбюраторных двигателей — 40÷70 мин$^{-1}$. Эти частоты вращения являются исходными параметрами для проектирования. Окончательно значение u в зависимости от исходных параметров проектного задания и предъявляемых требований устанавливается посредством коэффициентов $k_р$ и $k_{рем}$.

Исследования показали, что в приводном устройстве передаточное число $u_р$ редуктора может варьироваться от 15 до 25, а с учетом ременной передачи этот диапазон увеличивается вдвое (u = 30÷50). Принятое $u_р$ = 2 в данном проекте вызвано необходимостью, в дальнейшем это передаточное число может быть изменено.

Приводное устройство (см. рис. 3) работает следующим образом. Пуск ДВС стартер-генератором осуществляется с помощью двигателя постоянного тока. На катушку пускового реле подается напряжение. При срабатывании реле соединяет защелку *3* с тормозным диском *1* (рис. 4). Блок *2* зубчатых колес выполняет функцию редуктора с неподвижной осью. Вращение колес редуктора против вращения ведущего и ведомого валов полностью блокирует-

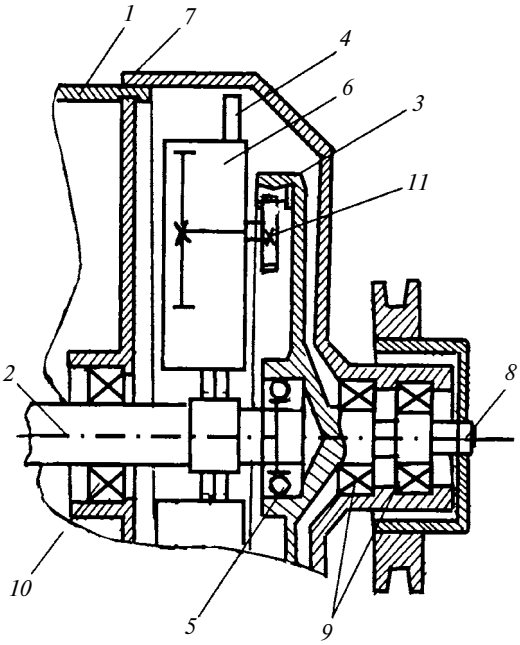


Рис. 3. Схема приводного устройства (конструкция I):
1 — двигатель постоянного тока; *2* — ведущий вал двигателя постоянного тока; *3* — ведомый вал; *4* — тормозной диск; *5* — муфта свободного хода; *6* — блок зубчатых колес; *7* — крышка; *8* — шкив; *9*, *10* — подшипники; *11* — зубчатое колесо, передающее момент

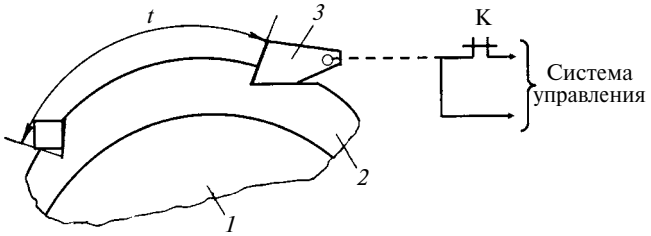


Рис. 4. Схема тормозного элемента:
1 — тормозной диск; *2* — блок зубчатых колес; *3* — защелка; К — контакт

ся. Контакт К системы управления срабатывает, происходит пуск двигателя постоянного тока, зубчатое колесо вала передает момент на входное зубчатое колесо блока. Последнее зубчатое колесо блока передает момент, соответствующий требуемой частоте вращения, на ведомый вал. Частота вращения ведомого вала отличается от частоты вращения коленчатого вала ДВС с учетом передаточного отношения ременной передачи.

Как только происходит пуск ДВС, тормозной диск освобождается от защелки и независимо от направления вращения блок зубчатых колес превращается в свободный элемент, т. е. на блок не передаются моменты и со стороны защелки (тормозной момент), и со стороны коленчатого вала ДВС (частота вращения становится больше частоты вращения блока). Затем из-за малых моментов трения блок освобождается, приводное устройство завершает выполнение режима "стартер".

Режим "генератор" начинается по окончании пуска ДВС. За короткий промежуток времени защелка, тормозной диск и блок зубчатых колес теряют свою функциональную способность. Число пазов на тормозном диске выбирается таким, чтобы время t не превышало время отсоединения якоря пускового реле. Контакт К разъединяется (нормальное положение), устанавливается нулевое напряжение на катушке пускового реле и машины постоянного тока. Некоторое время ведущий вал по инерции свободно вращается, при этом частота вращения постепенно уменьшается. При равных частотах вращения (при изменении направления вращения нет момента) ведомого и ведущего валов вступает в действие муфта, создающая момент только в одном направлении, коленчатый вал и вал машины постоянного тока объединяются и функционируют как генератор. Ограниченный ведущим валом, который передает момент зубчатым колесам, блок зубчатых колес становится частью "единого" вала и, если частоты вращения ведущего и ведомого валов различны, в результате инерционных моментов и воздействия массы блока зубчатых колес происходит их выравнивание. При разнице частот вращения муфта свободного хода временно переходит в режим холостого хода и под действием блока зубчатых колес разница ликвидируется. Надежность муфты свободного хода обеспечивает устойчивую работу. Можно использовать муфту, так как имеет место вращение, совпадающее с вращением вала двигателя постоянного тока.

Конструкция II и ее особенности. Для выполнения пускопереключающей операции используют гипоидные зубчатые передачи и червячную передачу (рис. 5), исключая тем самым из конструкции муфту свободного хода, что дает возможность увеличить момент, передаваемый от двигателя постоянного тока к коленчатому валу ДВС. На червяке выполнены опоры (рис. 6), фиксирующие два положения рычага, которые и определяют режим — "стартер" или "генератор". Тормозной диск соединен с основанием, который связан с ведущим валом и имеет защелку, управляемую с помощью контакта К.

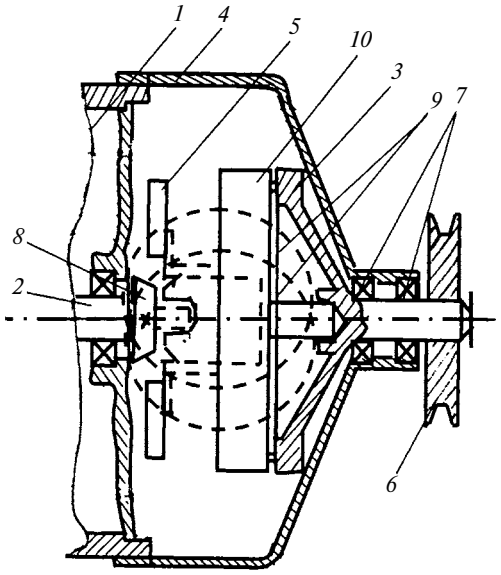


Рис. 5. Схема приводного устройства (конструкция II):
1 — двигатель постоянного тока; *2* — ведущий вал; *3* — ведомый вал; *4* — крышка; *5* — тормозной диск; *6* — шкив; *7* — подшипники; *8, 9* — начальные окружности зубчатых колес гипоидной передачи (жестко соединенные с червяком) соответственно малое и большое; *10* — червячное колесо

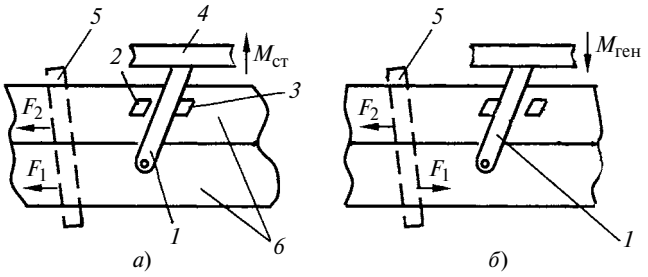


Рис. 6. Положения рычага на червяке:
а — режим "стартер"; *б* — режим "генератор"; *1* — рычаг; *2, 3* — опоры; *4* — ведомый вал; *5* — червячное колесо; *6* — червяк

Пуск ДВС осуществляется двигателем постоянного тока. При подаче напряжения на катушку пускового реле происходит срабатывание и рычаг, связанный с якорем двигателя постоянного тока, устанавливает защелку в паз тормозного диска. Одновременно замыкается контакт К, связанный с защелкой.

Тормозной диск создает момент, действующий против вращения коленчатого вала ДВС. В это же время подается напряжение на обмотку якоря стартер-генератора.

Вращающий момент от вала двигателя постоянного тока, механически связанного с гипоидной передачей и выходным валом приводного устройства, винтовой и ременной передачами, передается на коленчатый вал ДВС. Червяк состоит из двух

частей, которые могут смещаться относительно друг друга под действием сил F_1 и F_2. При этом вращающий момент передается на ведомый вал, переключая устройство в режим "стартер".

Частота ω_1 вращения вала якоря двигателя постоянного тока и частота вращения коленчатого вала ДВС связаны выражением $\omega_п = \omega_1/u_\Sigma$, где $u_\Sigma = u_г u_в u_р$ — передаточное число (здесь $u_г$ — передаточное число гипоидной передачи; $u_в$ — передаточное число винта; $u_{рем}$ — передаточное число ременной передачи).

Анализ показал, что конструкция с гипоидной и червячной передачами повышает передаваемый момент при малых габаритных размерах и отличается низким уровнем шума. При одинаковых нагрузках по передаваемому моменту по сравнению с конструкцией I отличается меньшими габаритными размерами. При пуске ДВС сразу начинается подготовка к переходу в режим "генератор". В момент пуска напряжение от двигателя постоянного тока уменьшается, контакт К размыкается, защелка освобождается и приводное устройство переходит в свободное положение. Момент от коленчатого вала, обеспечивающий высокую частоту вращения, передается на ведущий вал (режим "стартер"). Колесо червячной передачи, зубчатые колеса гипоидной передачи и жестко соединенный с ними червяк вращаются в том же направлении, что и коленчатый вал ДВС. Если частота вращения ω_1 ведущего вала выше частоты вращения ω_2, то стартер-генератор не будет передавать момент до тех пор, пока эти частоты вращения не сравняются ($\omega_1 = \omega_2$). Передача момента начнется с торможения двух составляющих червяка (см. рис. 6, *б*) под действием момента $M_{ген}$ со стороны рычага. Силы F_1 и F_2 будут действовать в разных направлениях, двигая их с помощью рычага в противоположных направлениях. Червяк полностью затормозится.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИ ССЫЛКИ

1. **Пат. I 2007 0226 Республики Азербайджан:** F 02 № 11/04. Стартер-генератор для двигателей внутреннего сгорания.
2. **Пат. I 2008 0129 Республики Азербайджан:** F 02 № 11/04. Приводное устройство для стартер-генератора.
3. **Пат. I 2008 0130 Республики Азербайджан:** F 02 № 11/04. Приводное устройство для стартер-генератора.
4. **Muaev Z. N., Khanaknmedova S. A.** Ecological and efficiency of application the starter-generating complex // Экоэнергетика. 2008. № 2.
5. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. с. 459.

УДК 543.08

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

Направления развития газовых наносенсоров. Металлоксидные наносенсоры с кондуктометрическим преобразователем

Рассмотрены направления развития газовых металлоксидных наносенсоров с кондуктометрическим преобразователем. Проанализированы возможные ограничения их использования.

Ключевые слова: химический наносенсор, металлоксидная пленка, кондуктометрический преобразователь.

The lines of development of gas metal-oxide nanosensors with conductometric transducer are considered. Possible restrictions of their use are analysed.

Keywords: chemical nanosensor, metal-oxide film, conductometric transducer.

Химический наносенсор — измерительное устройство с чувствительным элементом, изготовленным на основе нанотехнологии, распознающее химические соединения в газообразной или жидкостной среде, определяя их количество. Использование данных чувствительных элементов обеспечивает компактность и высокие метрологические характеристики средств измерений.

В зависимости от материала чувствительного элемента газовые химические наносенсоры можно разделить на четыре группы [1]: металлоксидные, кремниевые, металлические, углеродные (на основе углеродных нанотрубок).

В состав химических наносенсоров входят различные измерительные преобразователи. Виды и варианты их применения приведены в таблице.

Электрические измерительные преобразователи оценивают изменение электрических свойств чувствительного элемента. Из измерительных преобразователей резисторные (кондуктометрические) преобразователи и устройства типа полевого

Преобразователь	Газовый химический наносенсор			
	металлоксидный	кремниевый	металлический	углеродный
Электрический	+	+	+	+
Оптический	+	+	—	+
Волновой	+	—	—	+

транзистора являются наиболее распространенными. Оптические измерительные преобразователи фиксируют изменение коэффициента преломления, люминесценции, спектрального поглощения или другого оптического свойства чувствительного элемента. Волновые (поверхностно-акустические, объемно-акустические и др.) измерительные преобразователи фиксируют изменение параметров волн при их прохождении в чувствительном элементе.

Разработка газовых химических наносенсоров началась недавно, в 90-х годах прошлого столетия. К настоящему времени накоплен значительный объем результатов экспериментальных и теоретических исследований [1].

Рассмотрим направления развития одной из наиболее изучаемых групп химических наносенсоров — газовых металлоксидных наносенсоров с кондуктометрическим преобразователем.

Оксиды ряда металлов, в том числе олова, цинка, индия, изменяют электрическую проводимость при контакте с химическими соединениями в газообразной среде. Предполагается, что данное изменение возникает вследствие переноса электрического заряда между оксидом металла и воздействующими молекулами химических соединений.

Существует множество факторов, влияющих на эксплуатационные характеристики химических наносенсоров, чувствительные элементы которых изготовляют из оксидов металлов. При этом важен не только выбор используемого материала, но и технология изготовления чувствительного элемента, которая должна учитывать вид и содержание добавок, размер и форму применяемых наночастиц, их пористость, геометрические размеры металлоксидной пленки и др. Кроме того, следует учитывать температуру, при которой происходит контакт чувствительного элемента наносенсора с исследуемой средой.

Факторы, определяющие чувствительность газовых металлоксидных наносенсоров с кондуктометрическим преобразователем [2]:

поступление газообразной среды к поверхности металлоксидной пленки;

взаимодействие молекул газообразной среды с наночастицами этой пленки;

взаимодействие между наночастицами пленки.

Первый фактор связан с переносом молекул газообразной среды к наночастицам металлоксидной пленки, их диффузией в порах наночастиц и между наночастицами [2].

Второй фактор обусловлен тем, что каждая наночастица металлоксидной пленки взаимодействует с молекулами газообразной среды. Считается, что молекулы окислительных компонентов газообразной среды адсорбируются на металлоксидной пленке в виде отрицательно заряженных комплексов, обеспечивая при этом уменьшение числа электронов внутри нее, что приводит к увеличению электрического сопротивления чувствительного элемента. Молекулы восстановительных компонентов среды, взаимодействуя с отрицательно заряженными комплексами, вызывают уменьшение электрического сопротивления чувствительного элемента. Появление новых молекул в газообразной среде нарушает установившееся равновесие вследствие конкурентной адсорбции или взаимодействия с адсорбированными отрицательно заряженными комплексами. Добавки, введенные в металлоксидную пленку, также участвуют в данном процессе [2].

Третий фактор обусловлен тем, что реакция каждой наночастицы металлоксидной пленки на воздействие молекул газообразной среды превращается в выходной сигнал чувствительного элемента, т. е. механизмом переноса электронов между соседними наночастицами. Этому фактору существует несколько объяснений. В течение длительного времени считалось, что миграция электронов в данном процессе осуществляется через барьер типа двойного барьера Шоттки. Однако несколько лет назад было установлено, что электрическое сопротивление тонких пленок из диоксида олова при воздействии газообразной среды почти не изменяется при температурах от 150 до 400 °С (рис. 1) [3]. Вследствие этого поставлено под сомнение предположение, что механизм переноса электронов между наночастицами металлоксидной пленки соответствует модели двойного барьера Шоттки, и выдвинуто предложение рассматривать данный процесс как туннельный перенос электронов [2, 4, 5].

Чувствительные элементы газовых металлоксидных наносенсоров с кондуктометрическим преобразователем могут быть построены по двум

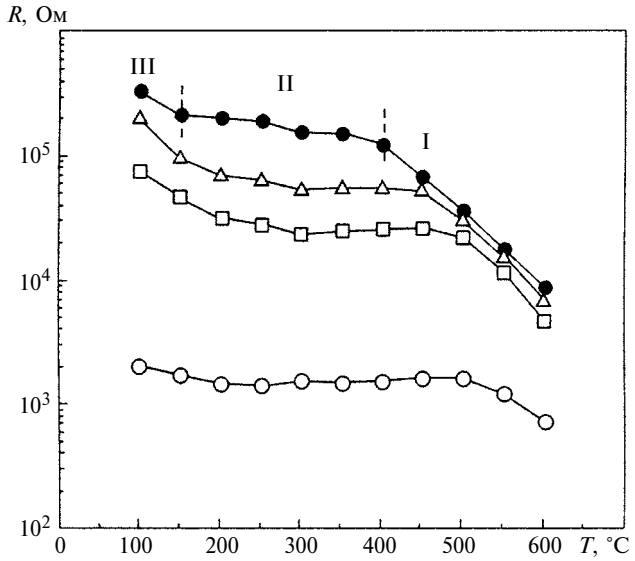


Рис. 1. Зависимости изменения электрического сопротивления чувствительного элемента (тонкая пленка диоксида олова) от температуры при концентрации O_2 (-•- — 21 %; -□- — 1 %; -○- — 5 %) и наличии N_2 (-Δ-)

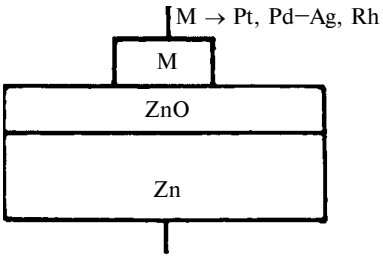


Рис. 3. Чувствительный элемент типа "сопротивление через пленку"

схемам которые различаются расположением электрических контактов на пленке [6, 7]. В первом случае (рис. 2, см. обложку) электрические контакты расположены на одной поверхности металлоксидной пленки, и такие чувствительные элементы условно можно назвать элементами типа "сопротивление вдоль пленки" [6]. Во втором случае (рис. 3) они размещаются на разных поверхностях металлоксидной пленки. При этом электрический контакт на поверхности, подвергаемой воздействию газообразной среды, изготовляется из благородного металла (платины, палладия, родия и др.) или сплава таких металлов, как палладий и серебро. Данные чувствительные элементы назовем элементами типа "сопротивление через пленку" [7].

Наночастицы в металлоксидных пленках чувствительных элементов могут иметь различную конфигурацию, размер этих частиц может составлять от 10 до 125 нм. Толщина металлоксидной пленки может быть от 10 нм до 300 мкм, а по форме эта пленка может представлять собой наноленты, наноремни, нанопровода или нанопруты [1].

Электрические контакты также выполняются в виде пленочных проводников толщиной, сопоставимой с толщиной металлоксидной пленки. Конструкция нагревательных элементов чаще всего сходна с конструкцией электрических контактов. Нагревательные элементы размещаются или на стороне подложки, противоположной стороне, где расположена металлоксидная пленка (см. рис. 2), или вблизи электрического контакта, не являющегося благородным металлом (см. рис. 3).

Ниже приведены сведения о разработках газовых металлоксидных наносенсоров с кондуктометрическим преобразователем, которые иллюстрируют их аналитические возможности и отражают основные направления улучшения эксплуатационных характеристик.

Разработки и широкие исследования ведутся по наносенсорам с чувствительными элементами, изготовленными только из оксида металла, в частности диоксида олова.

Исследовался наносенсор, содержащий чувствительный элемент из диоксида олова в виде наноленты. Предел обнаружения диоксида азота в воздухе с помощью данного наносенсора составил $3 \div 10^{-4}$ %, время установления показаний несколько секунд. Изменение электрического сопротивления чувствительного элемента наблюдалось при нормальной температуре и возрастало в среднем на 20 % при увеличении концентрации диоксида азота от 0 до $3 \cdot 10^{-4}$ % [1].

Исследовались характеристики наносенсоров с чувствительным элементом из диоксида олова при температурах 300÷400 °С. В качестве исследуемой среды использовался воздух с содержанием оксида углерода, паров этилового спирта или диоксида азота. Перечисленные компоненты определялись при концентрации 10^{-7} %. Воздействие оксида углерода и паров этилового спирта (восстановительные компоненты) уменьшало, а диоксид азота (окислительный компонент) увеличивал электрическое сопротивление чувствительного элемента [1].

Разработан наносенсор, содержащий чувствительный элемент из диоксида олова, который предназначен для определяния концентрации водорода в воздухе от 0 до 2 % при температуре чувствительного элемента 25÷80 °С. Время установления показаний составляет 220 с, потребление электрической энергии не превышает $1 \cdot 10^{-9}$ Вт [1].

Для определения относительной влажности воздуха предложен наносенсор с чувствительным элементом из диоксида олова. Наносенсор отличается небольшим временем установления показаний. Электрическое сопротивление чувствительного элемента линейно зависит от влажности воздуха (от 0 до 90 % при температуре 30 °С) и уменьшается с ростом влажности воздуха. Выдвинуто предположение, что механизм функционирования наносенсора заключается в адсорбции молекул воды металлоксидной пленкой и последующем образовании на ее поверхности комплексов, снижающих электрическое сопротивление чувствительного элемента [1].

Проверялись возможности использования наносенсоров с чувствительными элементами из диоксида олова для определения паров метилового, этилового, изопропилового и бутилового спиртов при нормальной температуре. Было обнаружено, что время установления показаний для паров метилового спирта не превышало 5 с. Изменение электрического сопротивления чувствительных элементов при воздействии паров вышеперечисленных спиртов было различным. Как объяснение полученного результата сделано предположение, что механизм восстановления химических соединений чувствительным элементом из диоксида олова зависит от числа метиловых групп, входящих в эти соединения [1].

Исследовались наносенсоры с чувствительными элементами из оксидов и других металлов. Разработан наносенсор, основанный на использовании пленки из оксида цинка, в котором использовался

чувствительный элемент типа "сопротивление через пленку" (см. рис. 3). Он предназначался для контроля метана в воздухе или азоте при концентрациях 0,01÷1,0 %. Температура чувствительного элемента, при которой наблюдалась максимальная чувствительность, составила 220 °С. При применении в качестве электрического контакта сплава палладия (74 %) и серебра (26 %) время установления показаний не превышало 50 с [7].

Для определения метана применяли наносенсор с чувствительным элементом из оксида цинка типа "сопротивление вдоль пленки" (см. рис. 2). Чувствительный элемент данного наносенсора располагается на кремниевой подложке, нагревательные элементы выполнены из никеля. Температура, при которой обеспечивалась максимальная чувствительность, составила 250 °С. При этом время установления показаний не превышало 18 с. При температуре 150 °С время установления показаний возрастало до 29 с (при концентрации метана 1 %). Наименьшая предельная концентрация метана при указанных температурах — 0,01 %, однако при температуре 100 °С метан определялся только при концентрации более 0,5 %. Энергопотребление наносенсора составляло 120 мВт (при 250 °С), 70 мВт (при 150 °С) и 40 мВт (при 100 °С) [1].

Созданы наносенсоры с чувствительными элементами из оксида цинка для определения кислорода, паров этилового спирта и водорода, для них наименьшая предельная концентрация при нормальной температуре, например, для водорода — 0,001 % [1].

Основой чувствительного элемента может быть пленка из оксида индия. Примером может служить наносенсор, который при нормальной температуре определяет концентрацию диоксида азота от $5 \cdot 10^{-7}$ до $2 \cdot 10^{-5}$ %. Увеличение концентрации окислительного компонента увеличивает электрическое сопротивление чувствительного элемента, выполненного в виде нанопровода [1].

Для улучшения эксплуатационных характеристик наносенсоров металлоксидные пленки можно легировать такими металлами, как платина, палладий, золото, медь и др. Так, при легировании диоксида олова платиной определяли концентрацию водорода (до 0,05 %) при нормальной температуре, время установления показаний составило 10 с [8].

Добавлением 1 % платины к диоксиду олова был создан чувствительный элемент, который фиксировал концентрацию паров этилового спирта в воздухе от 0,005 до 0,02 % и отличался малым временем установления показаний. Это было связано с проявлением каталитических свойств платины при адсорбции и диссоциации молекул кислорода на поверхности металлоксидной пленки и последующим образованием отрицательно заряженных комплексов [9].

Исследовались наносенсоры с чувствительными элементами из чистого диоксида олова и диоксида олова с добавлением палладия (0,8 и 2,0 %). Чувствительные элементы выполнялись в форме нанопроводов диаметром от 30 до 200 нм, длиной в несколько микрометров. Исследования проводили как при нормальной температуре, так и при температуре до 300 °С. Установлено, что чувствительность наносенсоров к водороду возрастает пропорционально содержанию палладия в металлоксидной пленке. Добавление палладия приводило к уменьшению времени установления показаний и снижению температуры, при которой наблюдалась максимальная чувствительность измерений [10].

Результаты сравнения характеристик наносенсоров с чувствительными элементами из чистого оксида цинка и оксида цинка с добавлением палладия свидетельствуют о более высокой чувствительности наносенсора с чувствительным элементом из оксида цинка с добавлением палладия при концентрации 1 % метана в азоте в 8 раз, при концентрации 0,01 % — в 18 раз. При концентрации метана 0,01 % в азоте время установления показаний наносенсора с чувствительным элементом из оксида цинка с добавлением палладия (19 с) было ниже времени установления показаний наносенсора с чувствительным элементом из чистого оксида цинка (48 с). Однако при концентрации 1 % эти характеристики не отличались друг от друга (16 с) [7].

Введение меди повышало чувствительность наносенсоров при определении оксида углерода, диоксида азота, паров этилового спирта и ацетона (температура чувствительного элемента 400 °С) [1]. Введение металлов в качестве добавок также может улучшать селективность наносенсоров.

Доказано, что чувствительность к концентрации диоксида азота в воздухе чувствительного элемента из диоксида олова (95 %) и сурьмы (5 %) при температуре 200 °С приблизительно в 1,5 раза ниже чувствительности элемента из чистого диоксида олова, однако на определение концентрации этого химического соединения практически не влияет влажность воздуха [6].

При добавлении 1 % платины к диоксиду олова чувствительность к оксиду углерода падает, но повышается селективность определения при наличии паров этилового спирта [9].

Вместе с тем, введение металлов в металлоксидные пленки не всегда сопровождается изменением эксплуатационных характеристик наносенсоров. Так, при изучении наносенсоров с чувствительными элементами из оксида цинка с добавлением платины и золота замечено, что введение платины приводит к повышению чувствительности и сокращению времени установления показаний наносенсоров при определении паров этилового спирта (температура чувствительного элемента от 180 до 300 °С). Однако добавление золота никак не ска-

зывается на изменении характеристик наносенсоров [1].

В качестве материала чувствительных элементов металлоксидных наносенсоров применяют и нанокомпозиты оксидов металлов. Обнаруженна высокая чувствительность и селективность чувствительных элементов из нанокомпозита, содержавшего диоксид олова и оксид индия, относительно оксида углерода и оксидов азота. Высокая чувствительность обусловлена не только составом композита, но и технологией изготовления и температурным режимом работы наносенсора [1].

Нанокомпозит из диоксида олова и оксида молибдена реагирует на присутствие в воздухе паров метилового, этилового, пропилового и бутилового спиртов, а также аммиака [1].

Исследован наносенсор, содержащий чувствительный элемент из нанокомпозита на основе диоксида олова и оксида железа. Исследование проводилось с целью определения оксида углерода (от $4 \cdot 10^{-3}$ до $1{,}5 \cdot 10^{-2}$ %), паров этилового спирта (от $1 \cdot 10^{-3}$ до $2 \cdot 10^{-2}$ %), сероводорода (от $2 \cdot 10^{-4}$ до $1 \cdot 10^{-3}$ %) и диоксида азота (от $5 \cdot 10^{-6}$ до $1 \cdot 10^{-3}$ %) при температуре чувствительного элемента 150÷450 °С. Установлено содержание диоксида олова и оксида железа в нанокомпозите, пригодные для различного применения [11].

Изучались наносенсоры с чувствительным элементом из нанокомпозита на основе оксида цинка и оксида железа. При содержании 2 % оксида железа наносенсор имел высокую чувствительность и селективность при определении аммиака при нормальной температуре, время установления показаний не превышало 20 с [1].

Анализ представленных результатов показывает следующее.

Газовые металлоксидные наносенсоры с кондуктометрическим преобразователем можно использовать для определения концентраций довольно большого числа химических соединений: кислорода, водорода, оксидов азота, оксида углерода, сероводорода, аммиака, метана, ацетона, паров воды, метилового, этилового, пропилового, изопропилового и бутилового спиртов. Потенциальный диапазон измеряемых концентраций составляет от 10^{-7} до 100 %.

Таким образом, газовые металлоксидные наносенсоры с кондуктометрическим преобразователем можно считать перспективными измерительными устройствами, однако низкая селективность измерений и в ряде случаев функционирование их чувствительных элементов при температурах выше нормальной накладывают ограничения на применение этих наносенсоров.

Ограничение по селективности измерений имеет место только при контроле многокомпонентных газообразных сред. При контроле бинарных или квазибинарных сред такого ограничения нет. Вследствие этого с учетом высокого быстродействия, малых габаритных размеров и низкого энергопотребления названные наносенсоры можно рассматривать в качестве основы для создания приборов безопасности и детекторов переносных газовых хроматографов.

Ограничение в части селективности измерений при контроле многокомпонентной газообразной среды можно устранить применением микропроцессорной системы, объединяющей несколько наносенсоров с разными чувствительными элементами или одинаковыми, но работающими при различных температурах. Выходные сигналы наносенсоров можно направлять в микропроцессор, который будет рассчитывать концентрации компонентов исследуемой газообразной среды.

Ограничение в части температуры функционирования чувствительных элементов газовых металлоксидных наносенсоров с кондуктометрическим преобразователем относится к вопросам контроля взрыво- и пожароопасных газообразных сред. Данное ограничение можно устранить применением традиционных способов обеспечения взрыво- и пожаробезопасности измерительных устройств, однако это связано с усложнением конструкции и удорожанием наносенсоров. Более целесообразно обеспечить взрыво- и пожаробезопасность наносенсоров путем изготовления чувствительных элементов, функционирующих при допустимой температуре [7].

Наряду с перспективностью использования газовых металлоксидных наносенсоров с кондуктометрическим преобразователем имеет место недостаточная информация по объяснению механизма их действия. Так, существуют разные подходы к объяснению механизма переноса электронов между соседними наночастицами металлоксидной пленки [2—5]. Кроме того, существующее объяснение механизма действия металлоксидных наносенсоров при определении восстановительных компонентов газообразной среды противоречиво. Считается, что существуют два этапа: 1) молекулы окислительных компонентов газообразной среды адсорбируются на поверхности металлоксидной пленки чувствительного элемента в виде отрицательно заряженных комплексов, 2) молекулы восстановительных компонентов среды взаимодействуют с этими отрицательно заряженными комплексами. Нетрудно заметить, что такое объяснение механизма действия пригодно только для газообразных сред, содержащих как окислительные, так и восстановительные компоненты, например для смеси паров этилового спирта и воздуха, однако оно не подходит для газообразных сред, в состав которых входят только восстановительные компоненты, в частности для смеси метана и азота.

УДК 539.3

А. Е. ЦЫБУЛЬКО, А. Г. КИСЕЛЕВ, канд. техн. наук., Д. Е. БАХТИН, Е. А. РОМАНЕНКО
(ЗАО "Новокраматорский машиностроительный завод", г. Краматорск, Украина)

Деформационный критерий прочности изотропных материалов при сложном напряженном состоянии

Предложен новый деформационный критерий для оценки прочности материалов в пластическом и хрупком состоянии, учитывающий влияние на прочность упругих характеристик материала.

Ключевые слова: материалы, напряжения, критерий прочности.

A new strain criterion has been proposed for assessing the strength of materials in the plastic and brittle state, taking into account the influence of the elasticity properties on the material strength.

Keywords: materials, stresses, strength criterion.

Известно, что мысленно выделенный элемент стенки трубы (ячейка ортогональной сетки, предварительно нанесенной на ее поверхность), один конец которой заделан, а к другому приложен крутящий момент, находится в условиях чистого сдвига. На гранях такого элемента (рис. 1) попарно действуют касательные напряжения $\tau_к$, а вдоль диагонали — эквивалентное напряжение $\sigma_{экв}$, пропорциональное главной деформации ε_1 [1]:

$$\sigma_{экв} = \sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3), \qquad (1)$$

где σ_1, σ_2, σ_3 — главные напряжения; μ — коэффициент поперечной деформации Пуассона.

Учитывая, что угол γ сдвига элемента мал, считаем, что в предельном состоянии зависимость между абсолютными значениями $\tau_к$ и $\varepsilon_{экв}$, из силового прямоугольного треугольника согласно теореме Пифагора, будет следующей:

$$\sigma^2_{экв} \approx \tau^2_к + \tau^2_к \approx 2\tau^2_к. \qquad (2)$$

В правой части выражения (2) перейдем от касательных напряжений $\tau_к$ кручения к касательным

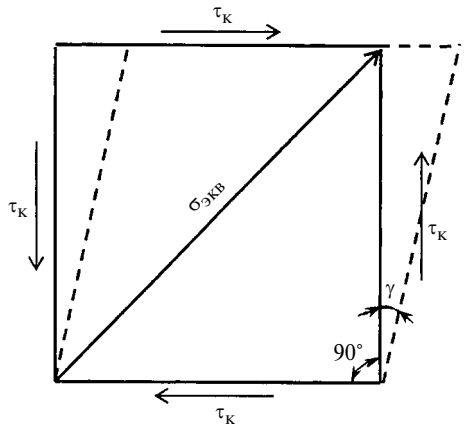


Рис. 1

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 33)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

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

2. **Yamazoe N., Shimanoe K.** Receptor function and response of semiconductor gas sensor // Journal of Sensors. 2009. Article ID 875704.

3. **Yamazoe N., Shimanoe K., Sawada C.** Contribution of electron tunneling transport in semiconductor gas sensor // Thin Solid Films. 2007. V. 515. № 23. P. 8302—8309.

4. **Yamazoe N., Shimanoe K.** Roles of shape and size of component crystals in semiconductor gas sensors — I: response to oxygen // Journal of the Electrochemical Society. 2008. V. 155. № 4. P. J85—J92.

5. **Yamazoe N., Shimanoe K.** Roles of shape and size of component crystals in semiconductor gas sensors — II: response to NO_2 and H_2 // Journal of the Electrochemical Society. 2008. V. 155. № 4. P. J93—J98.

6. **Krishnakumar T., Jayaprakash R., Pinna N.** et al. Sb—SnO_2-nanosized-based resistive sensors for NO_2 detection // Journal of Sensors. 2009. Article ID 980965.

7. **Basu P. K., Saha N., Jana S. K.** et al. Schottky junction methane sensors using electrochemically grown nanocrystalline-nanoporous ZnO thin films // Journal of Sensors. 2009. Article ID 790476.

8. **Deshpande S., Karakoti A., Londe G.** et al. Room temperature hydrogen detection 1-D nanostructured tin oxide sensor // Journal of Nanoscience and Nanotechnology. 2007. V. 7. № 9. P. 3354—3357.

9. **Neri G., Bonavita A., Micali G.** et al. Ethanol sensors based on Pt-doped tin oxide nanopowders synthesised by gel-combustion // Sensors and Actuators B: Chemical. 2006. V. 117. № 1. P. 196—204.

10. **Shen Y., Yamazaki T., Liu Z.** et al. Microstructure and H_2 gas sensing properties of undoped and Pd-doped SnO_2 nanowires // Sensors and Actuators B: Chemical. 2009. V. 135. № 2. P. 524—529.

11. **Rumyantseva M., Kovalenko V., Gaskov A.** et al. Nanocomposites SnO_2/Fe_2O_3: sensor and catalytic properties // Sensors and Actuators B: Chemical. 2006. V. 118. № 1, 2. P. 208—214.

напряжениям $\tau_р$ при растяжении, а затем к нормальным напряжениям $\sigma_р$ при растяжении следующим образом.

Из опытов Роша и Эйхингера [2], известно, что отношение $\tau_к/\tau_р \approx 1{,}04$, поэтому полагаем:

$$\tau_к \approx \tau_р, \qquad (3)$$

Также известно, что касательные напряжения $\tau_р$ достигают своего максимального значения на площадках, наклоненных под углом 45° к линии действия нормальных напряжений $\sigma_р$ при растяжении, и составляют [1]:

$$\tau_р = \sigma_р/2. \qquad (4)$$

Тогда выражение (2) с учетом зависимостей (3) и (4) примет вид:

$$\sigma^2_{экв} = \sigma^2_р/2$$

или с учетом равенства (1):

$$\sqrt{2}\,[\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] = \sigma_р. \qquad (5)$$

Очевидно, что в общем случае для расчета по критерию (5) достаточно иметь кривую деформирования при одноосном растяжении и найденный из этого же опыта характер изменения коэффициента μ поперечной деформации в зависимости от относительного удлинения. В работе [2] указывается, что коэффициент μ поперечной деформации углеродистой стали по мере развития пластических деформаций увеличивается, асимптотически приближаясь к своему предельному значению 0,5, при котором объем не изменяется. У чугунов, наоборот, при деформировании растяжением коэффициент Пуассона μ значительно уменьшается, т. е. $\mu \to 0$.

С учетом изложенного запишем критерий прочности для материалов в пластическом состоянии

$$\sqrt{2}\,[\sigma_1 - 0{,}5(\sigma_2 + \sigma_3)] \leqslant \sigma_р \qquad (6)$$

и в хрупком состоянии

$$\sqrt{2}\,\sigma_1 \leqslant \sigma_р. \qquad (7)$$

Очевидно, что в момент текучести при чистом сдвиге ($\sigma_1 = \tau_т$, $\sigma_2 = 0$, $\sigma_3 = -\tau_т$) из выражений (6) и (7) будем иметь соответственно: $\tau_т = \frac{\sqrt{2}}{3}\sigma_т \approx 0{,}5\sigma_т$ и $\tau_т = \frac{1}{\sqrt{2}}\sigma_т \approx 0{,}7\sigma_т$, которые подтверждаются опытами соответственно для стали и чугуна [3].

Геометрическая интерпретация условий прочности (6) и (7) показана на рис. 2 соответственно фигурами *1* и *2*.

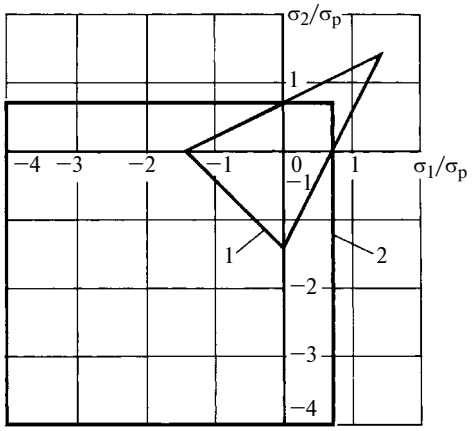


Рис. 2

Рассмотрим критерии (6) и (7) в сравнении с известными критериями прочности: удельной энергией формоизменения Губера—Мизеса—Генки для пластичных материалов (сталь) и Писаренко—Лебедева для хрупких материалов (чугун), на следующих примерах.

Пример 1. В опасной точке детали действуют главные напряжения: $\sigma_1 = 150$ МПа, $\sigma_2 = 75$ МПа, $\sigma_3 = 0$. Деталь изготовлена из стали Ст3. Допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_р] = 160$ МПа. Проверим прочность детали:

по критерию Губера—Мизеса—Генки

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)} = \\ = 130 < [\sigma_р] = 160 \text{ МПа};$$

по критерию Ишлинского [2]

$$\sigma_{экв} = \sigma_1 - 0{,}5(\sigma_2 + \sigma_3) = 113 < [\sigma_р] = 160 \text{ МПа};$$

по критерию (6)

$$\sigma_{экв} = \sqrt{2}\,[\sigma_1 - 0{,}5(\sigma_2 + \sigma_3)] = 159 < [\sigma_р] = \\ = 160 \text{ МПа}.$$

Таким образом, прочность стенки обеспечена: $\Delta = \frac{159 - 130}{159}100 = 18\ \%$.

Пример 2. В опасной точке детали действуют главные напряжения: $\sigma_1 = -800$ МПа, $\sigma_2 = -900$ МПа, $\sigma_3 = -1100$ МПа. Деталь изготовлена из стали 60Г. Допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_р] = 287$ МПа. Проверим прочность детали:

по критерию Губера—Мизеса—Генки

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)} = \\ = 265 < [\sigma_р] = 287 \text{ МПа};$$

по критерию Ишлинского [2]

$$\sigma_{экв} = \sigma_1 - 0{,}5(\sigma_2 + \sigma_3) = 200 < [\sigma_р] = 287 \text{ МПа};$$

по критерию (6)

$$\sigma_{экв} = \sqrt{2}\,[\sigma_1 - 0{,}5(\sigma_2 + \sigma_3)] = 283 < [\sigma_р] = 287 \text{ МПа}.$$

Таким образом, прочность стенки обеспечена: $\Delta = \frac{283 - 265}{283} 100 = 6{,}4\ \%$.

Пример 3. В опасной точке детали действуют главные напряжения: $\sigma_1 = 20$ МПа, $\sigma_2 = 0$, $\sigma_3 = -40$ МПа. Деталь изготовлена из чугуна. Допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_р] = 35$ МПа, допускаемое напряжение на сжатие $[\sigma_с] = 120$ МПа, $\chi = [\sigma_р]/[\sigma_с] = 0{,}2917$.

Проверим прочность детали:

по критерию Писаренко—Лебедева

$$\sigma_{экв} = \chi\sigma_i + (1 - \chi)\sigma_1 = 29{,}6 < [\sigma_р] = 35 \text{ МПа};$$

по критерию Галилея—Лейбница [2]

$$\sigma_{экв} = \sigma_1 = 20 < [\sigma_р] = 35 \text{ МПа}.$$

по критерию (7)

$$\sigma_{экв} = \sqrt{2}\,\sigma_1 = 28{,}3 < [\sigma_р] = 35 \text{ МПа}.$$

Таким образом, прочность стенки обеспечена: $\Delta = \frac{29{,}6 - 28{,}3}{29{,}6} 100 = 4{,}4\ \%$.

Очевидно, что предлагаемые условия прочности материалов в пластическом (6) и хрупком (7) состояниях в примерах 1÷3 дополняют (уточняют) уже существующие условия Ишлинского и Галилея—Лейбница, которые дают явно заниженные значения эквивалентных напряжений при оценке прочности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сопротивление** материалов / Под ред. академика АН УССР Г. С. Писаренко. Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1986. 775 с.
2. **Писаренко Г. С., Лебедев А. А.** Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976. 416 с.
3. **Евстратов В. А.** Теория обработки материалов давлением. Харьков: Вища школа, 1981.248 с.

УДК 621.822.01

Н. А. СТОРЧАК, В. А. САНИНСКИЙ, д-р техн. наук, Ю. Н. ПЛАТОНОВА
(Волжский политехнический институт — филиал ВолгГТУ), e-mail: sna749@yandex.ru

Выбор оптимального сочетания поверхностей контакта в соосных парах трения и взаимосвязь с параметрами образованного зазора

Представлены результаты компьютерного исследования различных сочетаний форм поверхностей в парах трения коренных подшипников дизелей, параметров зазора, образованного поверхностями трения, и объема смазочного материала в нем.

Ключевые слова: пара трения, коренные подшипники, зазор, объем смазочного материала.

The results of computer studies of various combinations of forms of the surfaces in the friction pairs of main bearings of diesel engines are presented in the dependence of parameters of the clearance formed by the friction surfaces and volume of lubricant in it.

Keywords: friction pair, main bearings, clearance, volume of lubricant.

В последнее время все активнее ведутся исследования по устранению нестабильности зазоров в соосных парах трения двигателей внутреннего сгорания. Исследовали связь изменения геометрических параметров поверхностей контакта пар трения с их работоспособностью и запасом на износ [1—3]. Было установлено, что наибольшую износостойкость имеют поверхности с регулярной или близкой к ней макронеровностью, достаточными (или лучшими) антифрикционными свойствами обладают регулярный макрорельеф [2] или поверхности, полученные шабрением, а износ поверхностей трения зависит от того, имеют ли поверхности масляные карманы или выполнены гладкими.

В продолжение исследований [2] ведутся работы по выявлению других возможных сочетаний объемных форм поверхностей контакта с маслоудерживающими карманами, способствующих повышению работоспособности соосных пар трения. Цель исследований — улучшение имеющихся способов сохранения масляного слоя и поддержания условий жидкостного смазывания и давления масла в зазоре "вал—втулка подшипника скольжения" по всей его длине. Один из способов — выявление возможных сочетаний форм поверхностей контакта, позволяющих обеспечивать наличие масляного слоя и поддерживать нужный его объем и диаметральный зазор в соединении "вал—втулка" длитель-

ное время, что способствует меньшему изнашиванию пар трения.

Основная задача работы — исследование форм вала и вкладышей (верхнего и нижнего в подшипнике скольжения, условно названного втулкой), которые как тела вращения представлены образующими синусоидами с различными фазами и периодами. Исследовали вал (коренная шейка коленчатого вала) диаметром 110 мм с предельными отклонениями ±0,011 мм (рис. 1). Амплитуда синусоид определялась как половина верхнего и нижнего предельных отклонений соответственно, отложенных симметрично от номинального диаметра $d_н$ = 110 мм. Длина рассматриваемого соединения 56 мм (длина коренного подшипника дизеля 8ЧВН15/16). Наиболее рациональной с учетом минимизации торцевого зазора и снижения давления у торцов подшипника является схема, согласно которой зазор в соединении "вал—втулка" с торцов является закрытым. Подобный характер соединения обеспечивается благодаря касанию полученных поверхностей тел вращения в пределах заданной длины: для этого подбираются соответствующие амплитуды данных синусоид. Объем масла в зазоре определялся с помощью программного обеспечения AutoCAD.

Методика заключалась в получении тел вращения. Образующие этих тел — синусоиды, строились по девяти точкам. В соответствии с разработанными схемами осуществлялось вычитание объема одного тела из другого, результатом чего, по сути, является зазор в соединении "вал—вкладыши". Все необходимые параметры зазора, в том числе и объем, который можно принять за объем

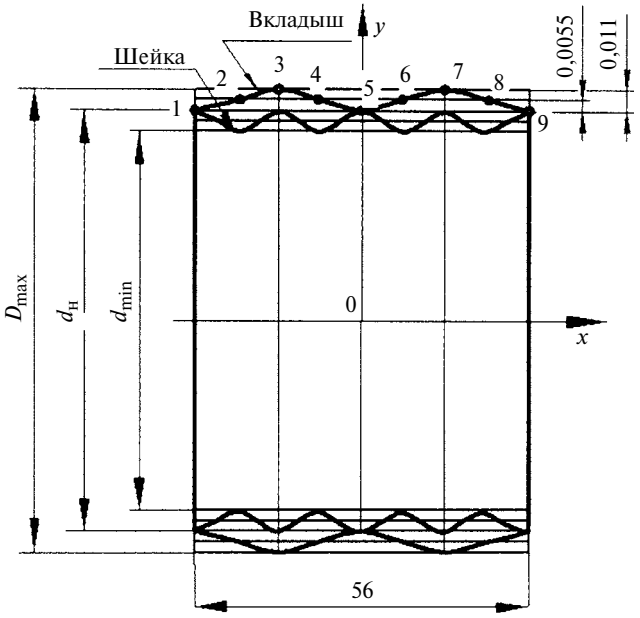


Рис. 1. Схема соединения "вал—втулка" при уменьшении периода синусоиды образующей шейки в 2 раза без сдвига

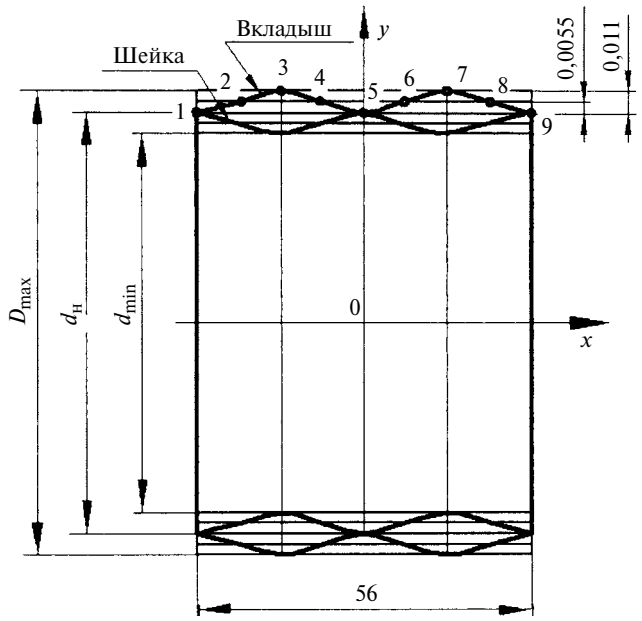


Рис. 2. Схема соединения "вал—втулка" без изменения периода синусоиды образующей шейки и фазой, равной 1/2 периода

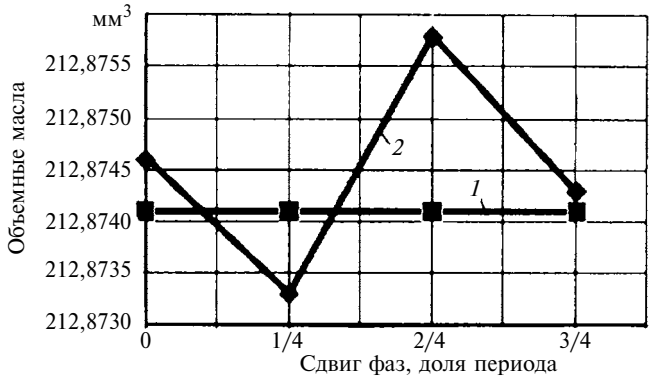


Рис. 3. Изменение объема масла в зазоре соединения "вал—втулка" без изменения периода (*1*) и при его уменьшении в 2 раза (*2*) со сдвигом фаз соответственно на 1/4, 2/4 и 3/4 периода

масла, определялись с использованием функций системы AutoCAD.

Согласно проведенным опытам наибольший объем масла составил 212,8758 мм^3. При этом использовались синусоиды с одинаковыми периодами и сдвигом фаз, равным 1/2 периода (рис. 2). В результате проведенных исследований построены зависимости изменения объема масла в зазоре соединения "вал—втулка" от периода и сдвига фаз синусоид образующих поверхностей контакта (рис. 3).

Выводы

1. Для выбора оптимального сочетания форм поверхностей контакта пар трения, отвечающих необходимым техническим требованиям, рационально использовать программное приложение AutoCAD,

УДК 621.86

А. П. КАРГИН, канд. техн. наук (Ростовская ГАСМ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: energy@aaanet.ru

Самотормозящийся привод с высоким КПД для грузоподъемных машин

Предложена схема самотормозящегося привода грузоподъемных машин небольшой мощности. Показано, что КПД привода в тяговом режиме в 2 раза больше КПД аналогичного привода с червячной самотормозящейся передачей.

Ключевые слова: КПД, самотормозящийся привод, несимметричные профили зубьев, механический реверсор.

The scheme of self-locking drive for the hoisting machines of small capacity has been proposed. It was shown that the efficiency of the drive in the traction mode is twice as much than that of a similar drive with self-locking worm gearing.

Keywords: efficiency, self-locking drive, asymmetric tooth profiles, mechanical reverser.

В грузоподъемных машинах небольшой мощности обычно используют приводы, включающие в себя простые самотормозящиеся трехзвенные механизмы: червячную, винтовую или клиновую передачи [1]. Однако доказано, что названные механизмы при условии их самоторможения при обратном ходе имеют КПД прямого хода менее 0,5 [2, 3]. Это приводит к общему низкому КПД всего привода с вытекающими отсюда последствиями: перерасходу мощности, повышенному износу трущихся элементов кинематических пар, низкому ресурсу привода, некомфортному пользованию таким приводом при управлении вручную. В работах российских и зарубежных авторов [4, 5] описываются некоторые конструкции механизмов без указанных недостатков, но, как правило, они сложны, нетехнологичны и требуют повышенной точности при изготовлении и сборке.

В данной работе выполняется синтез самотормозящегося привода с повышенным общим КПД при прямом ходе, состоящего из зубчатых передач с высокими КПД и технологичными в изготовлении.

На рис. 1 представлена разработанная кинематическая схема привода грузоподъемной машины, обладающего, по мнению автора, указанными выше достоинствами. Привод работает следующим образом. От электродвигателя *1* через муфту вращение передается на ведущее центральное колесо *2* четырехзвенного планетарного механизма 2—3—3'—4—5(*H*) с одно- или двухвенцовыми сателлитами с внешними зубьями. Такие редукторы часто применяются в грузоподъемных машинах [1], так как имеют высокий КПД при передаточных отношениях от 7 до 16 [6]. Они достаточно компактны, однако при обратном вращении со стороны водила под действием поднятого груза самоторможение в таких планетарных редукторах исключено [7]. В предлагаемой конструкции торможение привода при его обратном вращении осуществляется специальной цилиндрической зубчатой передачей *6* с несимметричными профилями зубьев, установленной в опорах *7*. Подробные сведения о конструкции этой передачи, ее изготовлении и испытании приведены в работе [8].

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

позволяющее автоматически определять эксплуатационные характеристики, а также моделировать сочетание поверхностей до сборки, что будет способствовать повышению качества подшипников скольжения.

2. Последующие компьютерные исследования позволят выявить наиболее благоприятные сочетания форм поверхностей с определением значений радиальных и торцевых зазоров с целью повышения работоспособности и рекомендовать их для реализации.

3. Результаты исследований могут найти применение при сборке коренных подшипников коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания, соосных компрессоров, металлорежущих станков и редукторов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Якушев А. И.** Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1987. 352 с.

2. **Совершенствование** компьютерного определения соотношения объемных погрешностей в соосных парах трения и их взаимосвязь с параметрами зазоров и смазки / В. А. Санинский, Н. А. Сторчак, Н. П. Москвичёва и др. // Технология машиностроения. 2010. № 2. С. 47—52.

3. **Гребенников А. С., Гребенников С. А.** Неравномерность изнашивания одноименных элементов двигателя внутреннего сгорания и его ресурс // Двигателестроение. 2005. № 2. С. 3—9.

4. **Санинский В. А.** Методология повышения запаса точности коренных подшипников скольжения дизеля размерной механической обработкой и компьютерной сборкой. Волгоград: Волгоградский ГТУ. 2008. 237 с. Рук. деп. в ВИНИТИ 30.09.08. № 793-В2008.

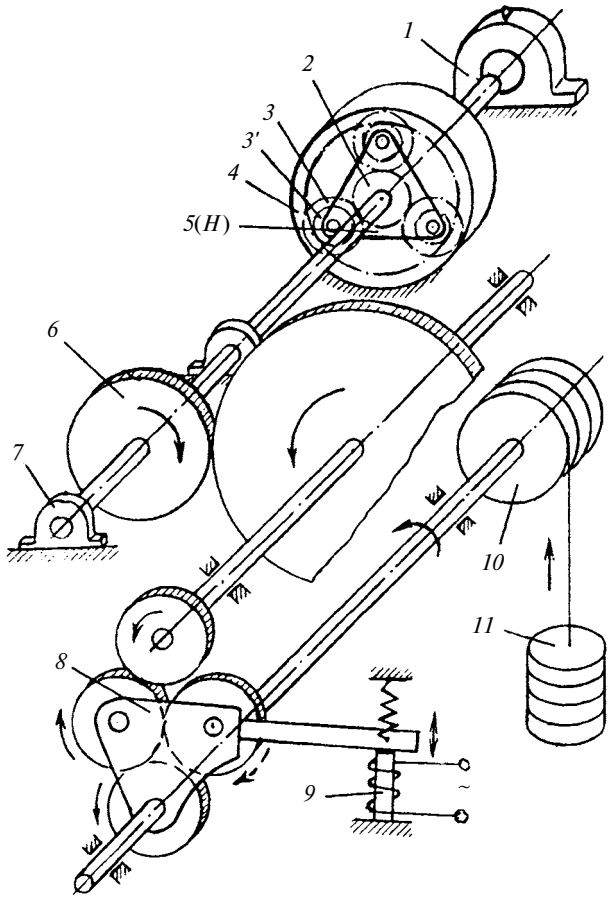


Рис. 1. Схема привода для грузоподъемной машины:
1 — электродвигатель; *2* — центральное ведущее колесо; *3—3'*— блок сателлитов; *4* — опорное колесо; *5* — водило; *6* — самотормозящаяся зубчатая передача; *7* — опоры вала; *8* — реверсор (трензель); *9* — электромагнит; *10* — барабан; *11* — груз

Поскольку при прямом (тяговом) и обратном вращении привода под действием падающего груза *11* в контакте будут находиться одни и те же (одноименные) профили зубьев, то для обеспечения обратного хода требуется реверсор *8*. В данном приводе он механический и включает в себя четыре последовательно зацепляющихся зубчатых колеса с внешними зубьями (так называемый трензель). При работе привода в тяговом режиме вращение передается через три колеса реверсора, а при обратном вращении — через четыре колеса, благодаря чему в работу включаются тормозящие профили специальной зубчатой передачи *6*. Реверсор управляется автоматически посредством электромагнита *9* и пружины растяжения или вручную. Далее вращение передается барабану *10*, на который наматывает канат с грузом *11*.

Благодаря постоянному зацеплению тормозящих профилей зубьев режим торможения в приводе будет осуществляться плавно, пока не израсходуется кинетическая энергия привода, накопленная при опускании груза. Для опускания груза после его остановки следует кратковременно включать двигатель привода. Тогда оба колеса тормозящей передачи станут ведущими, передача растормозится и груз начнет опускаться.

Далее определим примерное значение КПД предложенного зубчатого привода при его работе в тяговом режиме. Известно, что общий КПД сложного механизма равен произведению КПД составляющих его простых механизмов [3]. Тогда согласно схеме, приведенной на рис. 1, общий КПД привода

$$\eta = \eta_{2H}\eta_6\eta_8, \qquad (1)$$

где η_{2H} — КПД планетарного механизма *2—3—3'—4—5(H)*; η_6 — КПД в тяговом режиме зубчатой передачи *6* со специальными профилями зубьев; η_8 — КПД реверсора *8*.

Сначала определим КПД планетарного редуктора (рис. 2, *а*). Усилия, действующие на звенья, крутящие моменты и абсолютные угловые скорости звеньев показаны на рис. 2, *б*. Известно, что определение КПД планетарных редукторов — одна из сложных задач и пока не имеет точных решений. С достаточной для практических целей точностью эта задача упрощенно решена лишь для некоторых частных случаев [9]. Одним из них мы и воспользуемся.

Примем следующие исходные данные для колес планетарного механизма: числа зубьев колес — $z_2 = 24$, $z_3 = 52$, $z_{3'} = 21$, $z_4 = 78$; КПД зацеплений при неподвижном водиле H $\eta_{23} = \eta_{34} = 0{,}98$.

По известным зависимостям [3], используя схему механизма, получим, как для ступенчатого ряда, значение u_{24}^{H} — передаточное число обращенного рядового механизма:

$$u_{24}^{H} = \left(-\frac{z_3}{z_2}\right)\frac{z_4}{z_{3'}} = \frac{52 \cdot 78}{24 \cdot 21} = -9{,}05.$$

Поскольку значение u_{24}^{H} существенно отличается от единицы, то с достаточной для практических целей точностью можно применить приближенный способ определения КПД данного планетарного механизма [9].

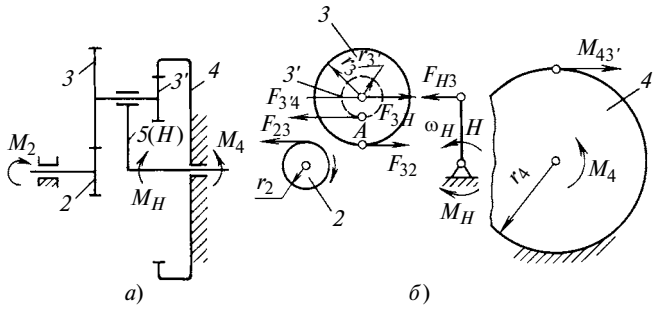


Рис. 2. Кинематическая схема планетарного механизма (*а*) и ее отдельные звенья с приложенными к ним силами в профильной плоскости (*б*)

Передаточное число рассматриваемого планетарного механизма, когда водило H является ведущим, а центральное колесо *2* — ведомым, найдем по формуле [3]

$$u_{H2} = \frac{1}{u_{2H}} = \frac{1}{1 - u_{24}^{H}} = \frac{1}{1 - (-9{,}05)} = 0{,}0995.$$

КПД обращенного планетарного редуктора при неподвижном водиле H определим по зависимости $\eta_H = \eta_{23}\eta_{34} = (0{,}98)^2 = 0{,}96$.

Поскольку $\eta_H > 0{,}9$, то по рекомендациям работы [9] с достаточной для практических целей точностью нахождения силы трения $P_т$ в кинематических парах редуктора можно использовать формулу

$$P_т = |M_2(\omega_2 - \omega_H)|\varphi_H, \qquad (2)$$

где M_2 — момент на колесе *2*; ω_2, ω_H — угловые скорости звеньев *2* и водила H соответственно; φ_H — коэффициент потерь в опорах водила.

Преобразовав выражение (2), получим:

$$P_т = P_2|(1 - u_{H2})|\varphi_H. \qquad (3)$$

Коэффициент потерь φ_H на водиле H находим по формуле [3]

$$\varphi_H = 1 - \eta_H = 1 - 0{,}96 = 0{,}04.$$

Для определения КПД рассматриваемого планетарного редуктора воспользуемся выражением $\eta_{2H} = P_2 - P_т/P_2$, в которое подставим значение $P_т$ из равенства (3). Окончательно получим расчетную формулу

$$\eta_{2H} = 1 - |(1 - u_{H2})|\varphi_H. \qquad (4)$$

Значение КПД данного планетарного редуктора при ведущем центральном колесе *2* и ведомом водиле H получим, подставив в уравнение (4) соответствующие значения входящих в него параметров:

$$\eta_{2H} = 1 - |(1 - 0{,}0995)|0{,}04 = 0{,}964.$$

Возвращаясь к нахождению КПД всего привода, для остальных зубчатых механизмов привода принимаем следующие значения КПД: для специальной косозубой передачи $\eta_6 = 0{,}94$ (по оценке автора); для реверсора (в тяговом режиме привода в реверсоре в зацеплении находятся две пары зубчатых колес) $\eta_6 = (0{,}96)^2 = 0{,}922$.

Подставив найденные значения КПД в формулу (1), окончательно для всего привода получим $\eta = 0{,}964 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}922 = 0{,}835$.

Вывод

В грузоподъемных машинах небольшой мощности можно успешно применять привод, включающий планетарный трехзвенный редуктор с внешним и внутренним зацеплениями двухвенцовых сателлитов, поскольку такие механизмы при передаточных числах от 7 до 16 имеют высокий КПД. Так как эти редукторы при указанных параметрах не самотормозятся при обратном вращении со стороны водила под действием подвешенного груза, то для этой цели в приводе необходим специальный самотормозящийся механизм, в качестве которого предлагается использовать специальную зубчатую передачу с несимметричными профилями зубьев (разработана, изготовлена и испытана автором). Для обеспечения обратного вращения привода и включения в работу тормозящих профилей специальной передачи автором предложен механический реверсор вращения.

Расчеты показали, что в тяговом режиме КПД привода, включающего планетарный двухступенчатый редуктор, специальную самотормозящуюся передачу и реверсор, примерно в 2 раза больше КПД подобного привода с червячной самотормозящейся передачей, у которой только собственный КПД прямого вращения при ведущем червяке составляет менее 0,5.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Александров М. П.** Грузоподъемные машины. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. 520 с.
2. **Колчин Н. И., Мовнин М. С.** Теория механизмов и машин. Структура и кинематика механизмов. Динамика машин и трение. Л.: СУДПРОМГИЗ, 1962. 530 с.
3. **Артоболевский И. И.** Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975. 638 с.
4. **Турпаев А. И.** Самотормозящиеся механизмы. М.: Машиностроение, 1976. 208 с.
5. **Вейц В. Л.** Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 368 с.
6. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
7. **Кожевников С. Н.** Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 583 с.
8. **Каргин П. А.** Проектирование и испытание самотормозящейся зубчатой передачи // Вестник машиностроения. 2008. № 12. С. 3—6.
9. **Кудрявцев В. Н.** Планетарные передачи. М.—Л.: Машиностроение, 1966. 306 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

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

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 621.891+0.6

В. И. КОЛЕСНИКОВ, академик РАН, д-р техн. наук, Н. А. МЯСНИКОВА, канд. физ.-мат. наук (РГУПС, г. Ростов-на-Дону), Е. Н. ВОЛНЯНКО, С. Ф. ЕРМАКОВ, д-р техн. наук (Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого НАН Беларуси, г. Гомель), А. П. СЫЧЁВ, канд. физ.-мат. наук, А. А. СЫЧЁВ, канд. техн. наук (Южный научный центр РАН, г. Ростов-на-Дону), e-mail: sap@rgups.ru

Формирование износостойких поверхностных структур тяжелонагруженных трибосопряжений при использовании смазочных материалов с наноразмерными керамическими присадками[1]

Показана эффективность использования наноразмерных частиц β-сиалона в качестве присадки к смазочным материалам в тяжелонагруженных узлах трения.

Ключевые слова: трибосопряжение, смазочный материал, наноразмерные керамические частицы, структуры поверхностных слоев, методы исследований.

The efficiency of use of nanodimensional particles of β-sialon as additive for lubricants in heavy-load friction units has been shown.

Keywords: tribocoupling, lubricant, nanodimensional ceramic particles, structures of the surface layers, analysis.

Классические представления о механизмах изнашивания трибосистем свидетельствуют, что при граничном трении скольжения на сопряженных поверхностях образуются так называемые вторичные структуры. Кинетика их изнашивания зависит от условий нагружения, материалов деталей трения, смазочных материалов (СМ), влияния внешней среды. Механизм изнашивания сводится к периодическому образованию и удалению поверхностных слоев под влиянием усталостных, диффузионных, деформационных и других процессов, приводящих к скоплениям дислокаций, в которых зарождаются и прорастают подповерхностные микротрещины. Это обусловливает последующее отслаивание частиц износа и разрушение поверхностного слоя. Следовательно, в узлах трения целесообразно реализовывать процессы, затрудняющие сдвиговую деформацию вторичных структур и зарождение микротрещин, в том числе процессы химического модифицирования поверхностей трения [1].

Эта задача может быть решена, если согласно принципам синергетики в поверхностных слоях при трении произойдут структурные изменения трущихся поверхностей с образованием мелкодисперсной структуры, нивелирующей сдвиговую деформацию. Высказано мнение [2], что высшая степень износостойкости трибосопряжения может быть достигнута при гетерогенном на наноуровне строении поверхностных слоев, обусловливающем подвижность и высокую твердость вторичных структур. Это трудно реализовать практически из-за невозможности полной локализации энергии в трибоконтакте. Определенная степень приближения имеет место в условиях высокого давления со сдвигом, когда время контактирования взаимодействующих элементарных площадок фактического контакта составляет $10^{-6} \div 10^{-5}$ с. В работе [3] при распространении трещин в поверхностях трения наблюдали повышение температуры до 1000 К за время 10^{-9} с. Таким образом, нагрузочно-деформационные процессы на площадках фактического контакта протекают в виде многократных кратковременных импульсов. Очевидно, что в таких условиях состояние материала поверхностей трения характеризуется достаточно высокой концентрацией энергии, высоким давлением, большими скоростями. При достижении значений энергии активирования формирование вторичных структур происходит при совместном влиянии деформации, нагрева и диффузии. В результате механохимического процесса, сопровождающего трение, скачкообразно происходит кинетический фазовый переход материала поверхностей трения через хаос к упорядоченному состоянию. В тонком слое на поверхности трения (h = 15÷80 нм) образуется новая фрагментированная фаза вторичных структур, имеющих наиболее энергетически выгодное и экономичное строение [2]. Естественно предположить, что введение извне в трибосистему элементов, способствующих реализации описанного выше механизма,

[1] Работа выполнена при поддержке РФФИ — проекты № 10-08-00416, № 10-08-90029 и БРФФИ — проект Т10Р-087.

даст положительный эффект. С учетом морфологических и физико-химических характеристик, в особенности высокой поверхностной активности наноразмерных керамических частиц (НКЧ), перспективно их введение в СМ в качестве функциональных присадок и использование таких СМ в тяжелонагруженных узлах трения [4, 5].

Цель работы — исследование триботехнических характеристик, изучение структуры и закономерностей формирования вторичных структур поверхностного слоя, обеспечивающих повышенную износостойкость тяжелонагруженных узлов трения, содержащих СМ, модифицированные НКЧ.

Материалы и методы исследований

В качестве смазочной основы разрабатываемых СМ использовали индустриальное масло И-40, загущенное парафиновыми углеводородами. В качестве присадки к СМ использовали наноразмерные частицы β-сиалона, который представляет собой твердый раствор Al_2O_3 и AlN в β-Si_3N_4 с общей формулой $Si_{6-x}Al_xO_xN_{8x}$ (где $x = 0{,}8 \div 4{,}2$), полученный плазмохимическим методом. Элементный состав, %: Si — 44,5 ± 1,5; Al — 14,5 ± 1,0; O — 9,5 ± 1,5; N — 30,5 ± 1,5. Фазовый состав: β-сиалон, Si_3N_4 (следы) [6].

Триботехнические характеристики (коэффициент трения, температура в зоне трения, износ) изучали на машине трения СМТ-1 по схеме "вал—частичный вкладыш". В качестве вала использовали ролик диаметром 40 мм и шириной 12 мм из стали 45, закаленной до 42÷46 *HRC*, с исходной шероховатостью $Ra \leqslant 0{,}3$ мкм. Вкладышем служил сектор, вырезанный из стального кольца шириной 10 мм с внутренним ∅40 мм и наружным ∅60 мм. На рабочей поверхности вкладыша закрепляли металлическую фольгу (толщина 0,1 мм) из стали Ст3 с параметром шероховатости поверхности $Ra \leqslant 0{,}2$ мкм. Образцы перед и после испытаний обезжиривали гексаном. Износ образцов определяли гравиметрическим способом на аналитических весах SAHM-68 с точностью до 0,00001 г.

Структуру поверхностей трения изучали методами рентгеновской фотоэлектронной спектроскопии (РФЭС), определяя элементный состав поверхностного слоя, и рентгеноструктурного анализа (РСА), позволяющего определять структурные особенности поверхностного слоя.

Рентгеноэлектронные (РЭ) спектры получены на спектрометре ЭС-2401 (источник рентгеновского излучения MgKα с энергией $h\nu = 1253{,}6$ эВ) при вакууме не хуже $5 \cdot 10^{-7}$ Па. Разрешение прибора, оцененное по линии Au 4*f*, составляет 1,2 эВ. Спектральная точность установления положения пика на энергетической шкале ±0,1 эВ. Величины энергии связи ($E_{св}$) калибровали по значению C1*s* = 285,0 эВ для атомов углерода из слоя углеводородов на образце. Первичная информация о химическом составе поверхностного слоя исследуемого образца получена из обзорного спектра, снятого в области энергии связи 0÷1200 эВ. В режиме накопления импульсов регистрировали спектры для основных уровней C1*s*, O1*s*, Fe2$p_{3/2}$, N1*s*, Si2*p*, Al2*p*. Стальные образцы предварительно промывали органическими растворителями. Для удаления остатков загрязнения перед снятием значений $E_{св}$ поверхность травили ионами аргона (энергия травления 1 кэВ, время травления 10 мин). При анализе поверхностей образцов после трения с СМ, модифицированными НКЧ, учитывали, что частицы присадки были введены в СМ в малых количествах (до 0,5 мас. %). При планировании эксперимента предполагали, что интенсивность элементов РЭ-спктров должна быть незначительной, но уверенно определяемой. Анализ спектров осуществляли с использованием справочных данных [7].

РСА образцов трения проводили на рентгеновском дифрактометре ДРОН-3,0 в монохроматизированном CuKα-излучении. Управление дифрактометром, сбор и обработку информации выполняли с применением программы X-RAY автоматизации рентгеноструктурного анализа. При идентификации фазового состава образцов использовали базу данных PDF.dat картотеки JCPDS — International Center for Diffraction Data.

Расчет параметров тонкой структуры стали (размеры кристаллитов, плотность дислокаций, микродеформации) проводили путем изучения трансформации профилей рентгеновских линий α-Fe с привлечением специального пакета программ GOR. Для расчета параметров тонкой кристаллической структуры выбирали линии двух порядков отражения от одной плоскости, для прецизионного расчета параметра решетки — линии на больших углах, которые для надежной регистрации имели достаточную интенсивность и не совпадали с другими отражениями. Относительную среднеквадратическую микродеформацию (ОСМД) и плотность дислокаций (ПД) определяли по результатам анализа уширения линии плоскости (220), размер ОКР (кристаллитов) — (110), параметр решетки — (310).

Макроструктуру стальных образцов исследовали металлографическими методами. Подготовку стальных образцов проводили травлением в реактиве Фрая после предварительного нагрева. Металлографическую структуру оценивали методами оптической микроскопии, используя стереоскопический микроскоп Texnival. Методы оптической микроскопии позволили получить изображение поверхностей стальных образцов до и после трения. С этой целью был использован микроскоп Mef-3.

Результаты и их обсуждение

Предварительные триботехнические испытания показали эффективность использования СМ, модифицированных НКЧ, в тяжелонагруженных трибосопряжениях при работе с нагрузками более 20 МПа, когда возникают необходимые условия для реализации процесса химического модифицирования поверхностей трения. Нагрузочная способность трибосопряжений повышается до 70 МПа (рис. 1); при этом снижается температура в зоне фрикционного контакта и уменьшается износ [8].

Методами металлографии изучали строение стальных поверхностей трения. Исследования показали, что стальные образцы после трения с СМ независимо от введения присадок приобрели пластически деформированный гетерофазный поверхностный слой полиэдрического строения, тогда как исходная фольга имела четко выраженную текстуру прокатки. На рис. 2, *а—в* приведены фотографии образцов, наблюдаемых в стереоскопическом микроскопе после трения с СМ, модифицированными наноразмерными частицами. Нитридные, оксидные и другие неметаллические включения в сталях, как правило, оцениваются по характерной окраске нетравленых микрошлифов, так называемым цветам побежалости. Полный и точный анализ включений является достаточно сложной процедурой. Однако справочные данные [9] позволили констатировать наличие на поверхностях трения стальных деталей при использовании СМ, модифицированного β-сиалоном, включений следующих соединений: нитрида железа серо-голубого цвета, оксидов железа буроватого цвета, силиката железа очень темного, практически черного цвета и цементита блестящего белого цвета. Эти результаты убедительно свидетельствуют о химическом модифицировании поверхностей трения.

Наличие таких соединений подтвердили и результаты электронной спектроскопии (табл. 1). Установлено наличие химических связей для образцов трения при разной нагрузке и использовании различных СМ, что свидетельствует о возможной трибодеструкции наноразмерных частиц, модифицирующих СМ, в условиях тяжелого нагружения.

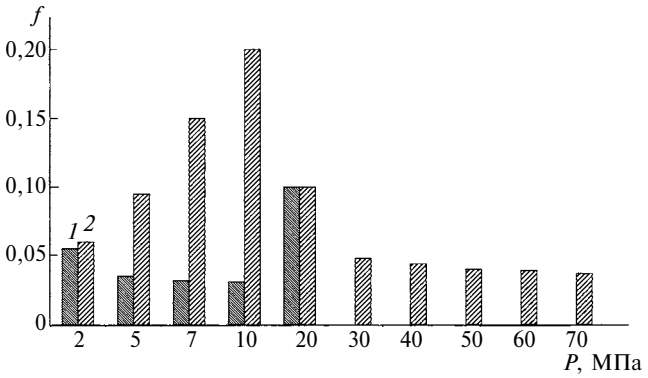


Рис. 1. Зависимости коэффициента *f* трения от нагрузки *P* при смазывании СМ:
1 — смазочная основа; *2* — смазочная основа, модифицированная НКЧ

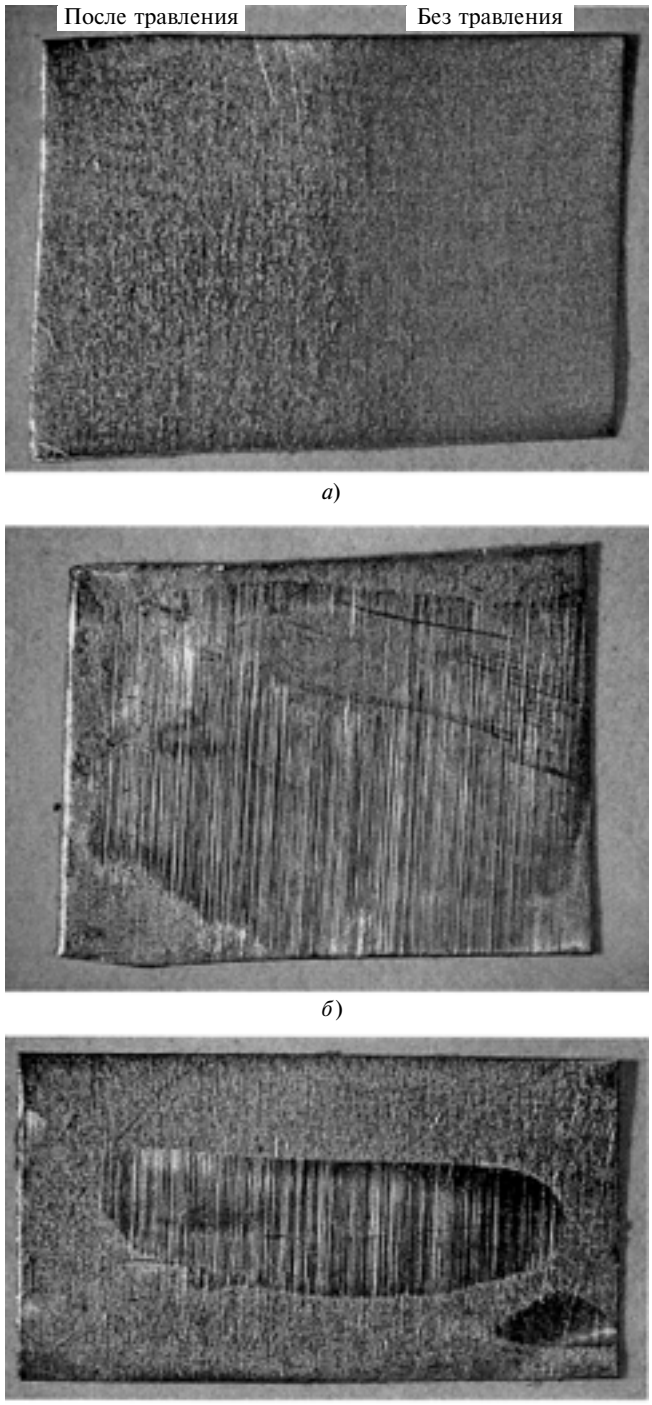


Рис. 2. Изображения стальных поверхностей в стереоскопическом микроскопе:
а — до трения; *б* и *в* — после трения при v = 0,5 м/с и нагрузке соответственно 20 и 70 МПа

Полученные данные характеризуют изменения химического состава поверхностей трения, которые сопровождаются, как правило, фазовыми и структурными превращениями поверхностного слоя. Ре-

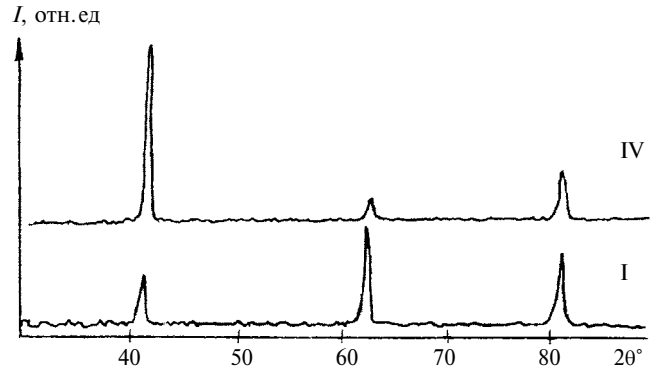


Рис. 3. Рентгенограммы стальных образцов I и IV (см. табл. 1)

зультаты рентгеноструктурного анализа представлены на рис. 3.

В связи с малым содержанием присадки в СМ и незначительной толщиной измененного при трении поверхностного слоя линии остальных фаз имеют слабые рефлексы, которые можно наблюдать только при увеличении рентгенограмм по оси интенсивности. Однако при оценке параметров тонкой кристаллической структуры — основной фазы поверхностного слоя стальных образцов, были получены значимые результаты (табл. 2). Можно уверенно говорить о существовании новых фрагментированных структур, характерных для приложенных нагрузок и используемых СМ. После трения параметр решетки значительно увеличился у всех образцов по сравнению с исходной сталью. При определении ОКР образца II (после трения со смазочной основой) наблюдали "galo", что свидетельствует о структурной неупорядоченности поверхностных слоев, т. е. часть атомов в момент взаимодействия кристаллической решетки с рентгеновским излучением находится вне регулярно расположенных атомных плоскостей и не может участвовать в регулярном рассеянии рентгеновских лучей. Такое явление характерно для поверхностей трения, которые подверглись интенсивному изнашиванию, имеют нерегулярный микрорельеф, отличаются наличием задиров и следов глубинного вырывания металла [10]. Наиболее интересные результаты получены для образцов после трения с СМ, модифицированными НКЧ (образцы III и IV). Параметры их решетки и размер кристаллитов значительно увеличились, в то время как плотность дислокаций стала почти в 2 раза меньше, чем у образца II. Образец IV имеет меньше дефектов, чем исходная стальная фольга. Очевидно, что трение в условиях тяжелого нагружения с использованием СМ, содержащего β-сиалон, благодаря химическому модифицированию способствует созданию в поверхностном слое новых структур, отличающихся сниженным количеством дислокаций и дефектов кристаллической решетки.

Учитывая вероятность трибодеструкции НКЧ и их химический состав, возможно представить растворение составляющих частиц и образование твердых растворов внедрения азота и углерода, а также растворов замещения кремния. Как известно, карбонитридный слой обладает хорошим сопротивлением изнашиванию, является менее хрупким, чем карбидный или нитридный слои. Кремний, растворенный в железе, "сжимающий" решетку, упрочняет ее сильнее вольфрама или молибдена, "расширяющих" кристаллическую решетку железа [11].

Таким образом, результаты триботехнических исследований процессов трения в условиях тяжелого нагружения показали, что СМ, модифицированные НКЧ, способствуют формированию поверхностного слоя стальных образцов с характерным упорядоченным структурным строением. Исследуемые образцы отличаются сниженной плотностью дислокаций и дефектов кристаллической структуры по сравнению с образцами после трения с немоди-

Таблица 1

Номер образца	Материал образца	Смазочный материал	Нагрузка, МПа	Химические связи
I	Ст3	—	—	Fe—O, C
II	Ст3	Смазочная основа	10	Fe—O, Fe—C, C
III	Ст3	Смазочная основа + β-сиалон	20	Fe—O, Fe—C, Si—N, Al—N, Al—O, N—O, N—H
IV	Ст3	Смазочная основа + β-сиалон	70	Fe—O, Fe—C, Fe—Si, Fe—N, Al
V	β-сиалон	—	—	Si—N, Al—N, Al—O, N—O, N—H

Таблица 2

Номер образца	Основа поверхностного слоя	Размер ОКР $D_{эф}$, нм	ОСМД, $(\langle E^2\rangle^{1/2})10^{-4}$	ρ, 10^8 1/см^2	ФФУ $\beta^\circ_{1/2}$	Параметр *a* решетки, нм
I	α-Fe	32,1 ± 0,40	9,75 ± 4,19	11	0,3270	0,28678
II	α-Fe	29,8 ± 0,62 + galo	11,17 ± 4,7	21	0,3750	0,28687
III	α-Fe	34,0 ± 0,62	11,48 ± 5,10	15	0,3849	0,28696
IV	α-Fe	35,2 ± 0,63	8,17 ± 3,07	11	0,2742	0,28693

УДК [621.9.025.72-415]-761.001.5

Ю. Г. КАБАЛДИН, д-р техн. наук, академик РИА,
С. В. СЕРЫЙ, канд. техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ),
e-mail: uru.40@mail.ru

Оптимизация составов и функциональных свойств наноструктурных покрытий для режущего инструмента методом функционала электронной плотности

Проведена оптимизация наноструктурных покрытий для режущего инструмента методом функционала электронной плотности. Показаны пути совершенствования составов покрытий, обеспечивающих повышение работоспособности инструмента.

Ключевые слова: наноструктурные покрытия, оптимизация составов, метод функционала электронной плотности.

The optimization of nanostructural coatings for cutting tool based on the electron density functional theory has been realized. The ways for improving of the coating compositions, providing the enhancement of the tool efficiency, have been shown.

Keywords: nanostructural coatings, optimization of the compositions, the electron density functional theory.

Работоспособность металлорежущего инструмента существенно влияет на качество обрабатываемой поверхности вследствие изменения контактных условий в зоне резания, особенно в автоматизированном производстве, обусловливая повышение стабильности процесса резания, а также производительности обработки в результате сокращения времени, затрачиваемого на замену режущего инструмента.

Были проведены теоретические исследования и производственные испытания режущих сменных многогранных неперетачиваемых пластин (СНП), целью которых стала оценка работоспособности режущего инструмента с наноструктурными покрытиями различных видов. До настоящего времени научный подход к исследованию таких покрытий отсутствовал.

Испытания проводили в условиях действующего производства. Были испытаны СНП формы TNMG 220408 BP CGKFDF BK8 (производства Кировоградского завода твердых сплавов) с наноструктурными покрытиями пяти видов, нанесенных в вакуумной установке UniCoat 700 НПФ для магнетронного плазменного распыления. В табл. 1 приведены результаты испытаний.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 45)

фицированным СМ. По-видимому, такое строение поверхностного слоя обусловливает повышенную износостойкость тяжелонагруженных узлов трения, содержащих СМ, модифицированных НКЧ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ермаков С. Ф., Колесников В. И., Сычёв А. П.** Трибоиндуцированная адсорбция жидкокристаллических наноматериалов при фрикционном взаимодействии твердых тел // Докл. РАН, 2009. Т. 426. № 5. С. 617—620.
2. **Костецкая Н. Б.** Механизмы деформирования, разрушения и образования частиц износа при механохимическом трении // Трение и износ. 1990. № 1. С. 108—115.
3. **Хайнике Г.** Трибохимия. М.: Мир, 1987. 584 с.
4. **Ермаков С. Ф., Колесников В. И., Сычёв А. П.** Влияние алкидного радикала на оптическую активность холестерических жидкокристаллических наноматериалов // Вестник машиностроения. 2009. № 8. С. 53—57.
5. **Левашов Е. А.** Перспективы применения наноструктурных материалов в технологиях СВС и в инженерии поверхности // Тез. докл. 2-го науч.-техн. семинара "Наноструктурные материалы". М.: ИМЕТ РАН, 2002. 136 с.
6. **Охлопкова А. А., Виноградов А. В., Пинчук Л. С.** Пластики, наполненные ультрадисперсными неорганическими соединениями. Гомель: ИММС НАНБ, 1999. 162 с.
7. **Нефедов В. И.** Рентгеноэлектронная спектроскопия химических соединений. М.: Химия, 1984. 255 с.
8. **Особенности** трибоформирования поверхностного слоя стали при использовании смазочных материалов, модифицированных ультрадисперсным β-сиалоном / Е. Н. Волнянко, С. Ф. Ермаков, Г. П. Окатова, В. А. Смуругов // Трение и износ. 2008. № 2. С. 192—197.
9. **Смитлз К. Дж.** Металлы. М.: Металлургия, 1980. 446 с.
10. **Уманский Я. С.** Рентгенография металлов. М.: Металлургия, 1967. 235 с.
11. **Гуляев А. П.** Металловедение. М.: Металлургия, 1986. 542 с.

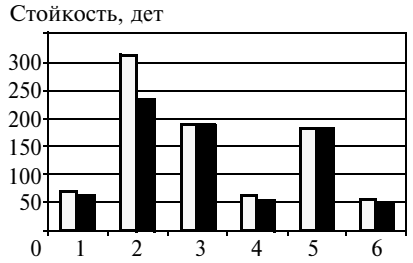


Рис. 1. Гистограмма средней стойкости, приведенной к 0,3 м износа (▢) и гарантированной (■) СНП с различными покрытиями при обработке чугуна СЧ18:
1 — без покрытия; *2* — покрытие 48кАТAlTiN; *3* — АТ-Т54 AlTiN-TiNml-1; *4* — 84кАХ AlCrN; *5* — 57кАТ-Т AlTiNml-2; *6* — 6кАТ TiCN

Механические характеристики покрытий оценивали методом наноиндентации образца-свидетеля в соответствии с DIN EN ISO 14577-1, используя систему FISHERSKOPE ®H100C. Адгезия покрытия к основе оценивалась по адгезионному тесту Роквелла (стандарт VDI-3198) — индентации образца-свидетеля с покрытием на твердомере Роквелла под нагрузкой 150 кгс и последующей визуальной оценкой результата индентации по шестибалльной шкале. Балл HF1 соответствует наивысшей адгезионной прочности.

Испытания образцов при резании проводили на операции 05 — токарная обработка детали "Крышка первичного вала" (материал — СЧ18 ГОСТ 1412—85, отливка, 143÷229 *HB*). Данные операции:

операция — 05-токарная;

обработка — получистовая с ЧПУ;

оборудование — станок токарный с ЧПУ СВ-141;

СОЖ — АТМ ;

обрабатываемый размер — $d116/d82$;

частота вращения шпинделя $n = 380$ мин$^{-1}$;

скорость резания $v = 100 \div 130$ м/мин;

глубина резания h — 0,5÷1 мм;

длина обработки $L_{обр} = 32$ мм;

минутная подача $S_м = 57$ мм/мин;

время резания $T_{рез} = 0{,}56$ мин.

Испытания проводили по действующей методике М 37.102.0022. В процессе испытаний фиксировали фактическую стойкость и износ СНП. Смену изношенных граней СНП осуществляли, исходя из технологического критерия затупления (при несоответствии обработанной поверхности заданным параметрам точности и шероховатости). После окончания испытаний, полученные ре-

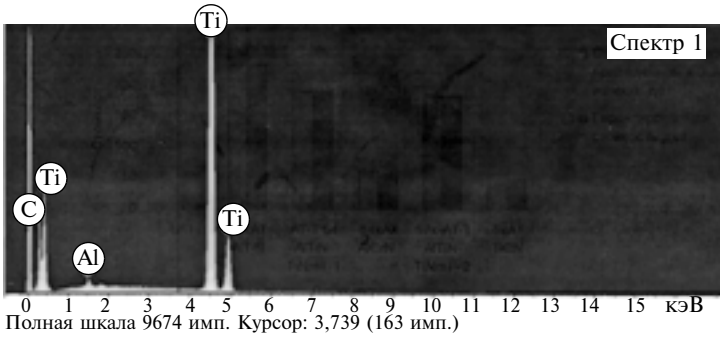
Таблица 1

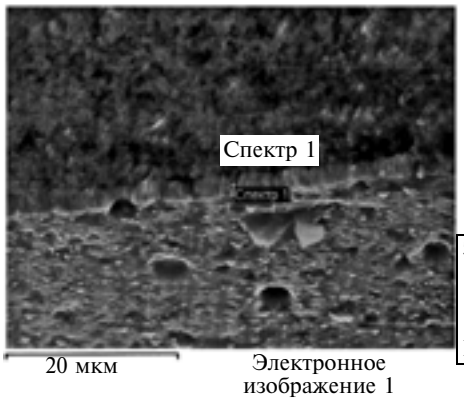
Код опыта	Покрытие	Цвет покрытия	*a*, мкм	*H*, ГПа	*E**, ГПа	*H*/*E*	*nIT*, %	*HV*	Адгезия
48кАт	AlTiN	Серый	3,1	44	367	0,127	75	4125	HF1
54кАТ-Т	AlTiN-TiNm1-1	Радужный	3,0	39	326	0,127	74	3686	
84кАХ	AlCrN	Светло-серый	3,5	42	363	0,122	73	3931	
57кАТ-Т	AlTiN-TiNm2-2	Радужный	3,5	41	369	0,118	71	3851	
6кАТ	(Ti, C)N	Светло-коричневый	3,0	42	317	0,14	78	3932	

Примечания: *a* — расчетная толщина покрытия; $E^* = E/(1 - 2v)$ — приведенный модуль упругости (E — модуль Юнга, $\mu = 0{,}25$ — коэффициент Пуассона); *nIT* — относительная работа упругой деформации (упругое восстановление).

Таблица 2

Покрытие	Число опытов	Средняя приведенная стойкость, дет./грань	Гарантированная стойкость, дет./грань	Коэффициент стойкости	Коэффициент вариации средней приведенной стойкости
Без покрытия	9	69	61	1,00	0,09
AlTiN		312	234	4,54	0,20
AlTiN-TiNm1-1		189	145	2,75	0,18
AlCrN		64	55	0,92	0,10
AlTiN-TiNm2-2		185	161	2,68	0,10
(Ti, C)N		58	48	0,84	0,13





Обработка спектра: пиков не пропущено. Параметры обработки: все элементы (нормализован), число итераций — 3. Эталон:
C $CaCO_3$
Al Al_2O_3
Ti Ti

Элемент	Мас. %	Ат. %
CK	32,46	65,53
AlK	0,74	0,66
TiK	66,80	33,81
Итого	100,00	100,00

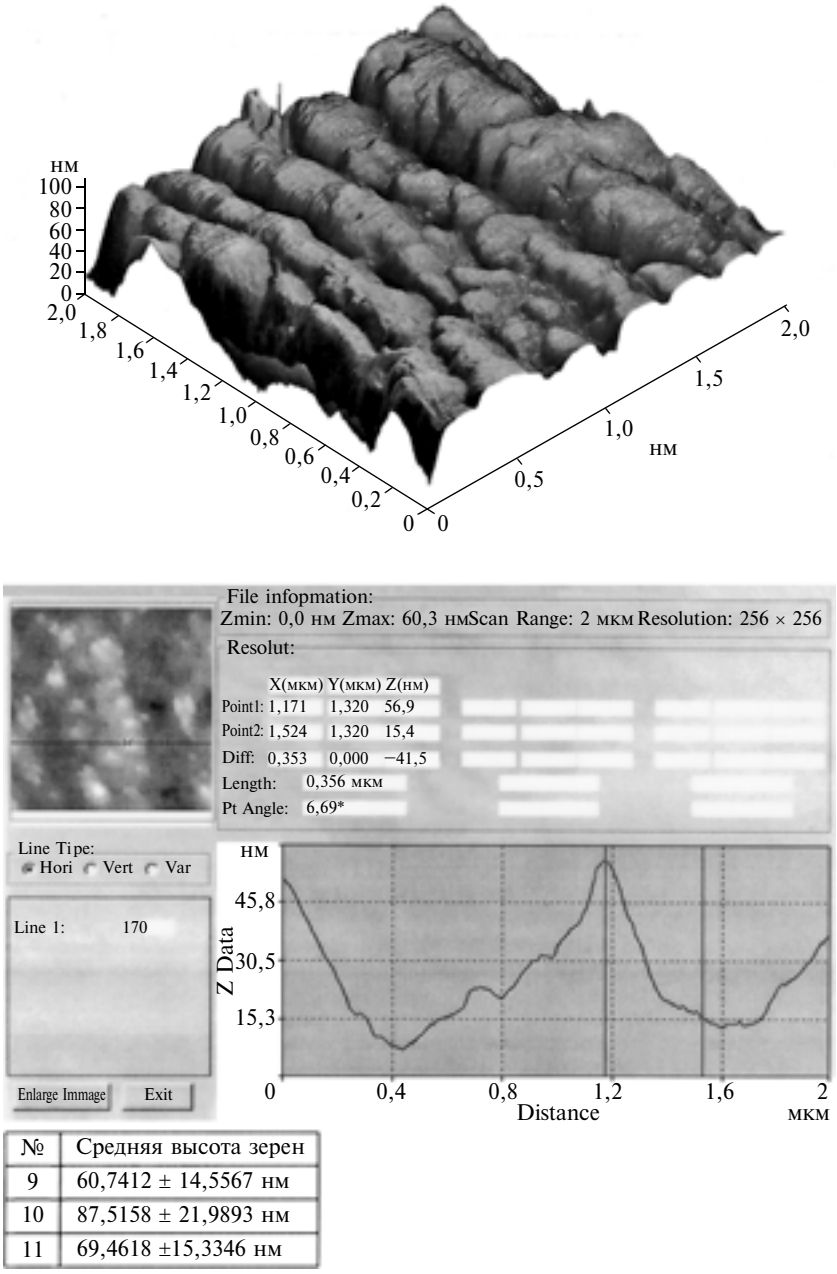
Рис. 2. Результаты микрорентгеноспектрального анализа покрытия AlTiN по толщине

зультаты подвергались статистической обработке.

Работоспособность СНП с различными покрытиями оценивали, сравнивая их стойкость со стойкостью СНП без покрытия (рис. 1). Коэффициент стойкости СНП без покрытия принят равным 1. Наибольшую работоспособность показало покрытие AlTiN, что подтверждает и анализ результатов математической обработки испытуемого инструмента с наноструктурными покрытиями, которые приведены в табл. 2.

Далее были проведены электронно-микроскопические исследования и математическое моделирование составов покрытий методом функционала электронной плотности. Электронно-микроскопические исследования выполняли на растровом и атомном силовом микроскопах. На рис. 2 приведена электронная микрофотография с микрорентгеноспектральным анализом структуры покрытия по толщине, которая составляла ≈3,1 мкм.

На рис. 3 приведены электронная микрофотография структуры покрытия AlTiN, выполненная на атомном силовом микроскопе (АСМ) и расчеты размеров зерен покрытия.



№	Средняя высота зерен
9	60,7412 ± 14,5567 нм
10	87,5158 ± 21,9893 нм
11	69,4618 ±15,3346 нм

Рис. 3. Результаты исследований покрытия AlTiN на атомном силовом микроскопе

При разработке наноструктур с заданными функциональными свойствами путем моделирования атомной сборки необходимо учитывать положение и свойства каждого атома. Эта задача сейчас успешно решается путем квантово-механического математического моделирования из первых принципов (ab initio).

Задача осложняется тем, что если в традиционных металлических материалах положение атомов в узлах кристаллической решетки определено, т. е. существует обычная повторяемость или простая трансляция элементарной ячейки, то в сложной наноструктуре и на границе наноструктур (как в случае с покрытиями) организацию атомов задать сложно. Поэтому следует установить, каковы принципы организации взаимодействий последовательностей расположения атомов в наноструктуре и ее форма для обеспечения заданных функциональных свойств [1].

Существует ряд методов оптимизации пространственной организации наноструктур при расчете минимума энергии межатомных связей в структуре. Однако в силу указанных требований, т. е. необходимости точного определения выгодных (с точки зрения энергетического состояния) координат каждого атома, существующие программные продукты оказываются достаточно эффективными при первопринципном математическом моделировании сборки наноструктур достаточно большого порядка ($10^2 \div 10^3$ атомов). Кроме того, уровень современной вычислительной техники и распараллеливание вычислений дают возможность на основе расчета множеств эффективных энергетических состояний (атомарных конфигураций с минимальной энергией) прогнозиро-

вать функциональные свойства наноструктур, что позволяет предложить новые подходы к прогнозированию функциональных свойств наноструктр и их дальнейшему эмпирическому обоснованию.

Разработаны и численно реализованы эффективные методы моделирования сложных наноструктур на основе теории функционала электронной плотности (ТФП, англ. DTF). Согласно ТФП [2], все электронные свойства системы, включая энергию, могут быть получены из электронной плотности (без знания волновых функций).

В программном коде программного комплекса ab initio расчетов FHI (fhi96md, fhi98md) используется реализация ТФП на основе метода псевдопотенциала, позволяющего заменить часть базисных функций на некоторый эффективный потенциал. Такая замена проводится при автоматическом расчете. От пользователя требуется выбрать псевдопотенциал требуемого типа. В работе используются псевдопотенциалы, предлагаемые по умолчанию в пакете FYI98pseudo.

В работе ставилась цель провести ab initio исследования применительно не только к однородному материалу, но и к нанопокрытию, а также исследовать прочностные свойства и затем эмпирически убедиться в достоверности расчетов. В связи с этим проведены расчеты покрытий на основе AlTiN при взаимодействии с твердосплавной режущей пластиной из WC/Co (зерна карбида вольфрама в кобальтовой связке взаимодействуют с алюминием и титаном).

Теоретические расчеты также основаны на ТФП [2] в приближении обобщенного градиента (GGA), совмещенного с методом псевдопотенциалов, и базиса плоских волн. Для расчетов использовали программный пакет FHI96md, позволяющий оптимизировать атомную конфигурацию системы и находить ее полную

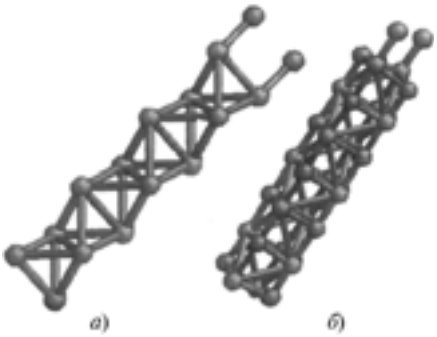


Рис. 4. Моделирование взаимодействий нанопокрытия с компонентами твердосплавной подложки механообрабатывающего инструмента: Co и Al (*а*), WC и A1 (*б*)

энергию. Данный пакет является эффективным инструментом для проведения полноэнергетических расчетов многоатомных систем (молекулы, кристаллы, дефекты, поверхности) для широкого класса материалов.

Псевдопотенциалы для алюминия, кобальта и углерода были сконструированы по схеме Труллера—Мартинса. Для вольфрама s- и p-компоненты находили по методике Хамана [3], а d-компоненту — по схеме Труллера—Мартинса. В качестве базиса были выбраны плоские волны, энергия образования в расчетах составила 40 ридбергов (544 эВ). В качестве k-точки использовалась Г-точка зоны Бриллюэна. Для вычисления обменной и корреляционной энергии использовалось градиентное приближение в форме, предложенной Педью и Вэнго.

Псевдопотенциалы вычисляли с помощью пакета FHI98pp, они были испытаны на отсутствие ложных состояний (ghost states) и проверены на способность воспроизвести основные решеточные характеристики объемных материалов (постоянную решетки и модуль упругости). Получены распределения электронной плотности состояний и СТМ-изображения поверхностей наноструктур (рис. 4 и 5).

Вычисления показывали, что функциональные свойства результирующей электронной структуры зависят от взаимодействий на границах Co и Al; WC и Al; Co и Ti; WC и Ti.

Наилучшие результаты при расчетах достигнуты при поиске минимума энергии Co и Al: обеспечивается наибольшая сходимость расчетов электронной структуры. При расчете взаимодействий карбида вольфрама с алюминием (граница WC и Al) при переборе возможных пространственных атомарных конфигураций сходимость не была достигнута. Таким образом, прочность нанесенного покрытия обеспечивается связями Co и Al, а не WC и Al, т. е. нанопокрытие взаимодействует с кобальтовой связкой твердосплавной пластинки, а не с зернами карбида вольфрама.

Известно, что химические связи между атомами устанавливаются путем перекрытия электронных орбиталей и стягиванием ядер атомов [4]. Ниже приве-

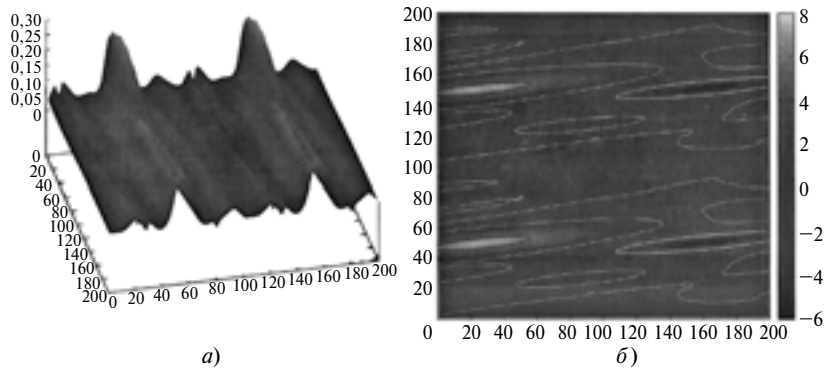


Рис. 5. Распределение электронной плотности состояния моделируемой наноструктуры — по два атома в каждой элементарной ячейке (*а*) и моделирование СТМ-изображения поверхности наноструктуры — STM simulation (*б*)

дены результаты расчета общей энергии $E_п$ в рассматриваемых системах:

Система	$E_п$, эВ
WC—Al	—
WC—Ti	—
Co—Al	18,48
Co—Ti	33,85
Al—Fe	34,45

Из приведенных данных следует, что между карбидом вольфрама и атомами Al и Ti связь отсутствует. Химическая связь кобальта с алюминием более устойчива, чем кобальта с титаном, имеющим большую общую энергию. Расчеты показывают, что связь алюминия с железом также имеет большую энергию, чем Co—Al, что обеспечивает устойчивость покрытий на инструменте.

В работе [5] проведено ab initio исследование влияния добавок переходных металлов на электронную структуру и упругие свойства интерметаллидов TiAl и Ti_3Al, широко используемых как упрочняющие нанопокрытия. В суперячейку задаваемой при математическом моделировании структуры интерметаллида вместо атома Al и атома Ti вводился атом примеси (V, Cr, Mn, Zr, Nb, Mo, Ta). Суперячейки содержат 16 атомов $2\times2\times2$ для γ-TiAl и $1\times1\times2$ для α_2-Ti_3Al. Критерий сходимости для полной энергии — 0,01 мэВ в 350 эВ энергии E_{form} образования. По факту сходимости значения параметров a и c/a кристаллической решетки были получены в результате подгонки полной энергии по a и c/a многочленов третьего порядка. Объемный модуль B получен путем анализа кривой энергий состояний методом Бирч—Мурнагана [6]. Упругая константа C_{44} определена по методу Мехла. Результаты исследований механических свойств указанных интерметаллидов с примесями даны в табл. 3.

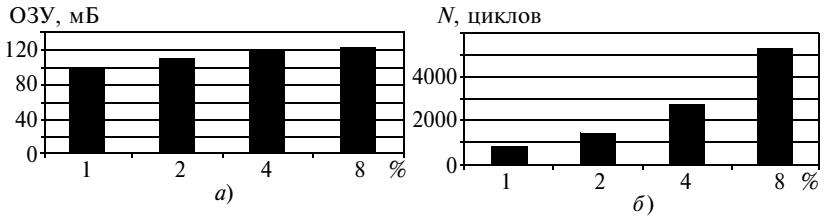


Рис. 6. Тестовое распараллеливание ab initio расчетов (ПК на основе Intel i7, 8 ядер): *а* — оперативная память; *б* — производительность

Таким образом, установлено что добавки существенно влияют

Таблица 3

γ-TiAl	Заменяемый атом	a, Å	B	C_{44}	E_{from}, эВ/атом	α_2-Ti_3Al	Заменяемый атом	a, Å	B	C_{44}	E_{from}, эВ/атом
			ГПа						ГПа		
TiAl	—	4,003	112	126	−0,401	Ti_3Al	—	5,772	114	72	−0,279
TiAl (V)	Ti	3,992	116	128	−0,371	Ti_3Al (V)	Ti	5,750	118	71	−0,255
TiAl (V)	Al	4,011	115	—	−0,342	Ti_3Al (V)	Al	5,770	117	—	−0,175
TiAl (Nb)	Ti	4,001	117	126	0,391	Ti_3Al (Nb)	Ti	5,765	118	68	−0,269
TiAl (Nb)	Al	4,022	115	—	−0,341	Ti_3Al (Nb)	Al	5,785	116	—	0,059
TiAl (Ta)	Ti	4,001	118	127	−0,379	Ti_3Al (Ta)	Ti	5,766	120	69	−0,265
TiAl (Ta)	Al	4,018	116	—	−0,337	Ti_3Al (Ta)	Al	5,788	118	—	−0,172
TiAl (Cr)	Ti	3,989	117	127	−0,339	Ti_3Al (Cr)	Ti	5,746	119	67	−0,227
TiAl (Cr)	Al	4,011	118	—	−0,336	Ti_3Al (Cr)	Al	5,761	119	—	−0,156
TiAl (Mo)	Ti	3,992	120	128	−0,383	Ti_3Al (Mo)	Ti	5,757	121	65	−0,269
TiAl (Mo)	Al	4,019	119	—	−0,362	Ti_3Al (Mo)	Al	5,772	121	—	−0,275
TiAl (W)	Ti	3,994	122	128	−0,361	Ti_3Al (W)	Ti	5,758	124	66	−0,254
TiAl (W)	Al	4,021	121	—	−0,349	Ti_3Al (W)	Al	5,774	123	—	−0,171
TiAl (Mn)	Ti	3,987	117	—	−0,381	Ti_3Al (Mn)	Ti	5,744	119	63	−0,277
TiAl (Mn)	Al	4,005	119	118	−0,397	Ti_3Al (Mn)	Al	5,753	119	—	−0,207

УДК 621.9:62-187:621.9.02-229

А. Ф. ДЕНИСЕНКО, д-р техн. наук, О. Ю. КАЗАКОВА (Самарский ГТУ), e-mail: kazakova8080@mail.ru

Прогнозирование изменения формы базирующих поверхностей инструментальной системы металлорежущих станков при эксплуатации

Установлены закономерности и природа изнашивания в механизмах смены инструмента, связанного с погрешностями ориентации схвата манипулятора на этапе базирования инструмента с оправкой в шпинделе станка и затяжке.

Ключевые слова: механизм смены инструмента, изнашивание, путь трения, контактные давления.

The regularities and nature of wear in the mechanisms of tool change, related with errors in the orientation of the gripping device on the stage of basing of the tool with a mandrel in the machine-tool spindle and tightening, have been stated.

Keywords: mechanism for changing of tool, wear, friction path, contact pressures.

Инструментальная система металлорежущего станка во многом определяет точность обработки [1, 2]. На станках с автоматической сменой инструмента (АСИ) с помощью инструментальных магазинов точность закрепления инструмента и жесткость системы шпиндель—инструмент зависят от множества факторов: силы сопротивления со стороны транспортного устройства, усилий захвата и затяжки, характера контактных процессов в стыке сопрягаемых конических поверхностей, погрешностей макро- и микрогеометрий сопрягаемых конических поверхностей. Последний фактор приводит к неравномерному распределению удельных давлений по площади контакта и пространственному смещению конуса в процессе закрепления и формируется при изготовлении станка и инструментальных оправок, а также в процессе эксплуатации вследствие изнашивания в результате трения сопрягаемых конических поверхностей. При этом конические поверхности гнезда шпинделя и оправок изнашиваются неравномерно, что связано в первую очередь с погрешностями ориентации схвата манипулятора на этапе базирования инструмента с оправкой в шпинделе станка и при ее затяжке.

В соответствии с работами [3, 4] износ в соединении пропорционален пути трения и давлению в зоне контакта. Таким образом, установление зависимости указанных выше характеристик от конструкторско-технологических особенностей механизма автоматической смены инструмента позволит прогнозировать возможный износ, изменение формы контактирующих поверхностей, а следовательно, и изменение эксплуатационных характеристик системы шпиндель—инструмент.

При оценке износа примем допущение: оси оправки и гнезда шпинделя не перекрещиваются, т. е. лежат в одной плоскости; поворот оправки при базировании происходит вокруг оси, совпадающей с осью руки манипулятора.

Сначала определим участки конических поверхностей, подвергающиеся наиболее интенсивному изнашиванию.

В зависимости от соотношения отклонений от параллельности и соосности и их направлений первоначальное касание оправки и гнезда шпинделя может быть в точке, принадлежащей большому диаметру гнезда шпинделя (рис. 1, *а*) или в точке

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 49)

на функциональные свойства интерметаллидов γ-TiAl и α_2-Ti_3Al. Наиболее перспективным направлением улучшения свойств покрытия системы Al—Ti является введение в его состав ниобия. Приведенные квантово-механические расчеты требуют мощной вычислительной техники и времени. Поэтому проводились также исследования эффективности распараллеливания квантово-механических расчетов (рис. 6), что сокращало их продолжительность.

Получив достоверные экспериментальные данные, используя современные численные квантово-механические методы и эффективное распараллеливание расчетов, в дальнейшем следует провести численное моделирование для постановок задач с многослойными нанопокрытиями путем более сложных ab initio расчетов на основе ТФП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Уолвертон М.** Большая проблема малого // В мире науки и техники. 2009. № 2. С. 14.

2. **Hohenberg P., Kohn W.** The method of electron density functional // Phys. Rev. 136. B864. 1964.

3. **Hamann D. R.** The program calculated electron density functional // Phys. Rev. B40. 2980. 1989.

4. **Информационные** модели наносборки наносистем и наноструктурирования материалов при внешнем механическом воздействии / Ю. Г. Кабалдин, С. Н. Муравьев, С. В. Серый, А. А. Просолович. Комсомольск-н/А.:КнАГТУ, 2009. 212 с.

5. **Schneider J. M.** Effect of transition metal additives on electronic structure and elastic properties of TiAl and Ti_3Al // Phys. Rev. B 74. 174110. 2006.

6. **Birch F., Geophys J.** / Res. 83. 1257. 1978.

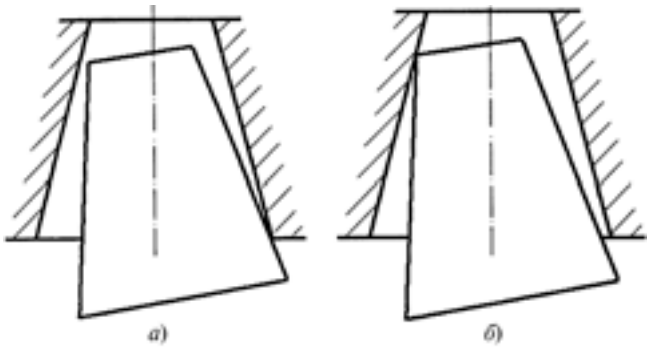


Рис. 1. Варианты первоначальных контактов оправки и гнезда шпинделя

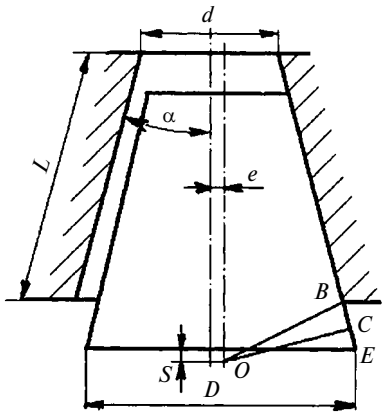


Рис. 2. Положение оправки при первоначальном контакте с гнездом шпинделя при их несоосности

оправки, принадлежащей малому диаметру оправки конуса (рис. 1, *б*). В первом случае интенсивное изнашивание имеет место в нижней части конуса оправки и гнезда шпинделя, во втором — в их верхней части.

Определим путь трения для рассматриваемых случаев. Для этого найдем положение соответствующих конусов при их первоначальном касании при условии, что геометрические размеры гнезда шпинделя (D, d, L) полностью соответствуют геометрическим размерам оправки. Рассмотрим случай, представленный на рис. 1, *а*. При отклонении осей оправки и гнезда от соосности на величину e оправка занимает при первоначальном касании положение, показанное на рис. 2, а при наличии еще и поворота оси оправки относительно оси конуса гнезда шпинделя на угол γ первоначальный контакт будет таким, как показано на рис. 3. Очевидно, что при наличии двух видов погрешностей при осевом смещении оправки в гнездо точка B, принадлежащая гнезду, коснется конуса оправки в точке B'. Тогда путь трения на оправке будет соответствовать расстоянию $B'E' = B'C' + C'E'$, где

$$C'E' = CE = OC\mathrm{tg}\alpha - \frac{S}{\cos\alpha} =$$

$$= (0{,}5d + L\sin\alpha + S\mathrm{tg}\alpha)\sin\alpha - \frac{S}{\cos\alpha} =$$

$$= (0{,}5d + L\sin\alpha - S\mathrm{ctg}\alpha)\sin\alpha;$$

точка C соответствует пересечению перпендикуляра, опущенного из точки O поворота оправки (см. рис. 2) на образующую конуса. Записав уравнение образующей конуса в системе координат XOY (см. рис. 3), найдем координаты точек B' и C':

$$x_{B'} = 0{,}5d + L\sin\alpha - e;$$

$$y_{B'} =$$

$$= \frac{(0{,}5d + L\sin\alpha + S\mathrm{tg}\alpha)\cos\alpha - (0{,}5d + L\sin\alpha - e)\cos(\alpha+\gamma)}{\sin(\alpha+\gamma)};$$

$$x_{C'} = (0{,}5d + L\sin\alpha + S\mathrm{tg}\alpha)\cos\alpha\cos(\alpha + \gamma);$$

$$y_{C'} = (0{,}5d + L\sin\alpha + S\mathrm{tg}\alpha)\cos\alpha\sin(\alpha + \gamma).$$

Тогда $B'C' = \sqrt{(x_{C'} - x_{B'})^2 + (y_{C'} - y_{B'})^2}$.

Схема формирования пути трения для случая, представленного на рис. 1, *б*, приведена на рис. 4. Точка A соответствует положению левого верхнего угла оправки при наличии отклонения от соосности на величину e, а точка G — при отклонениях от соосности на величину e и от параллельности на угол γ. При наличии этих двух погрешностей при движении оправки в гнездо шпинделя их первоначальное касание произойдет в точке D, а путь трения при дальнейшем движении оправки будет равен отрезку DR:

$$DR = \frac{\gamma\cos\mu\sqrt{4(L\cos\alpha + S)^2 + d^2} - 2e}{2\sin\alpha},$$

где $\mu = \mathrm{arctg}\dfrac{d}{2(L\cos\alpha + S)}$.

Реализация события по схемам, представленный на рис. 1, будет основываться на сравнении отрезков BB' (рис. 3) и GD (рис. 4): если $BB' < GD$, то реализуется схема, представленная на рис. 1, *а*; если $BB' > GD$, то схема, показанная на рис. 1, *б*.

Давления в зоне контактов будем оценивать при различных допущениях, сделанных на основе фи-

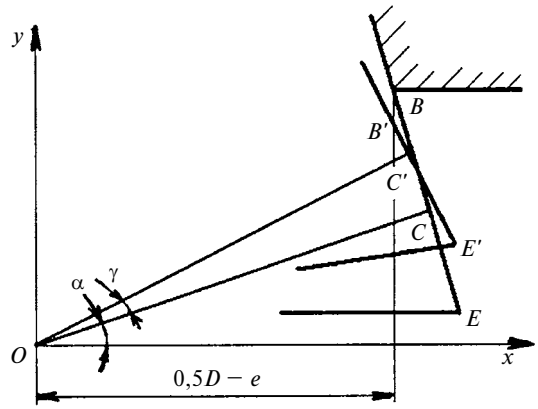


Рис. 3. Положение конусов оправки и гнезда шпинделя при отклонениях от соосности и параллельности

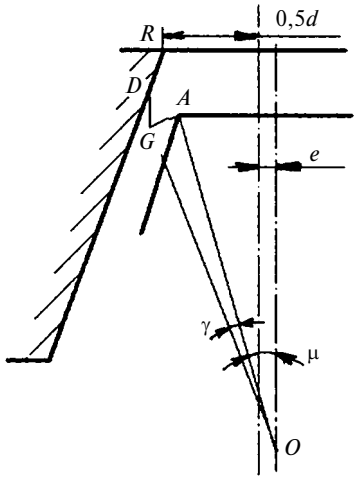


Рис. 4. Схема формирования пути трения для случая, представленного на рис. 1, *б*

зической природы контакта: 1) элементы механизма АСИ рассматриваются как абсолютно жесткие тела с абсолютно жесткими поверхностями; 2) звенья механизма АСИ рассматриваются как абсолютно жесткие тела с упругими поверхностями; 3) задача решается при условии упругого деформирования элементов АСИ и его контактирующих поверхностей; 4) учитываются упруго-пластические деформирования в соединениях АСИ.

Анализ при разработке математической модели контактного взаимодействия инструмента и гнезда шпинделя показал, что допущение об абсолютно жестких элементах механизма АСИ с упругими поверхностями является наиболее универсальным и достаточным в первом приближении, а часто и окончательным. Его обоснованность подтверждается отсутствием в конструкции АСИ элементов, снижающих собственную жесткость оправки и шпинделя как твердых тел и наличием значительных сил закрепления, которые обеспечивают надежное закрепление инструмента в шпинделе и его работоспособность при обработке. При этом силы закрепления являются осесимметричными относительно оправки и шпинделя, что также не может привести к упругой деформации оправки, искажающей ее форму.

При закреплении оправки имеют место значительные контактные давления, связанные с обеспечением высокой жесткости. Как показано в работе [4], при значительных удельных контактных давлениях (предварительные натяги) можно принять: $\delta = c\sigma$ где δ — упругая деформация; $\sigma = P/F$ — давление в стыке; P — сосредоточенная нагрузка; F — площадь контакта; c — коэффициент.

Таким образом, для определения давлений в стыке оправки и шпинделя необходимо установить упругие контактные деформации, определяющие пространственное положение оправки при закреплении. В общем случае пространственное положение тела при статическом приложении нагрузки можно определить из условий нулевых значений главного вектора и главного момента внешних сил, действующих на тело, относительно произвольного центра. Это необходимо и достаточно для равновесия пространственной системы сил.

На оправку при закреплении в гнезде шпинделя действуют следующие внешние силы: усилие закрепления, которое учитывается как сосредоточенное; распределенная нагрузка, возникающая вследствие упругой деформации поверхностных слоев в месте контакта оправки и шпинделя; упругие реакции со стороны манипулятора; силы трения в контакте.

Для расчетной модели распределенную нагрузку заменим сосредоточенной, считая, что для каждой точки стыка справедлива такая же зависимость, как и для плоских стыков [4], получим: $P = kV$, где $V = \delta F$ — упруго деформированный объем; k — коэффициент контактной жесткости.

Предположим, что результирующая нагрузка от упругой деформации сосредоточена в центре тяжести пространственной эпюры давлений.

Поскольку закрепление инструмента в шпиндель является осесимметричной задачей, то ее можно рассматривать на основе плоской модели. Однако в этом случае необходимо определить коэффициент k применительно к плоской задаче, что можно сделать из условия равенства результирующей нагрузки от упругой деформации в плоской и объемной постановке: $\delta L k_{пл} = F L k_{об}$, где L — длина контакта. Для диаметра, равного среднему диаметру конуса оправки, получим: $k_{пл} = 0{,}5 k_{об}(d + L)\sin\alpha$, где d — малый диаметр конуса оправки; α — половина угла конуса оправки.

При отклонениях осей оправки и гнезда шпинделя от соосности (e) и параллельности (γ) после прихода манипулятора в загрузочную позицию и при условии сохранения реакций со стороны манипулятора при закреплении оправки ее пространственное положение относительно гнезда шпинделя будет оцениваться упругими контактными деформациями (рис. 5).

Для оценки деформаций воспользуемся уравнениями равновесия сил, действующих вдоль и перпендикулярно оси оправки (проекциями сил трения на горизонтальную ось вследствие их малости из-за незначительности угла α пренебрегаем), приравняв к нулю моменты, создаваемые силами, действующими относительно точки O:

$$(R_1 + R_2)(\sin\alpha + f\cos\alpha) - P_{зат} = 0;$$

$$(R_1 - R_2)\cos\alpha + c_L(e - a) = 0;$$

$$R_1\left[(L\cos\alpha + S)\cos\alpha - m_1 - \frac{d}{2}\sin\alpha\right] -$$

$$- R_2\left[(L\cos\alpha + S)\cos\alpha - m_2 - \frac{d}{2}\sin\alpha\right] - c_U(\gamma - \beta) +$$

$$+ (R_2 - R_1)\left(\frac{d}{2} + L\sin\alpha + S\,\mathrm{tg}\alpha\right) f\cos\alpha = 0,$$

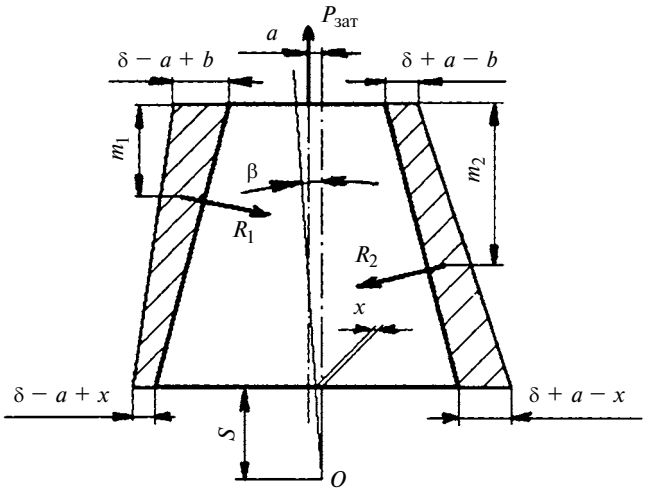


Рис. 5. Положение оправки и упругие контактные деформации при закреплении инструмента

где $m_1 = \frac{L}{3}\frac{3(\delta - a) + b + 2x}{2(\delta - a) + b + x}$; $m_2 = \frac{L}{3}\frac{3(\delta + a) - b - 2x}{2(\delta + a) - b - x}$;

$x = b\left(\frac{S}{L\cos\alpha + S} + 1\right)$; $\delta = \frac{P_{зат}}{2(\sin\alpha + f\cos\alpha)k_{пл}L\cos\alpha}$;

R_1 и R_2 — реакции упруго деформированных слоев; c_L и c_U — соответственно линейная и угловая жесткости манипулятора; f — коэффициент трения; $P_{зат}$ — усилие затяжки.

На рис. 5 показаны упругие деформации, определяющие усилия после закрепления инструмента. Так как от момента касания до значений, показанных на рис. 5, упругие деформации и соответствующие им напряжения увеличиваются постепенно, то для оценки изнашивания в соответствующих точках будем учитывать 50 % давлений от окончательных, т. е. при контактах, показанных на рис. 1, *а*: $\sigma = \frac{\delta + a - x}{2c}$, и рис. 1, *б*: $\sigma = \frac{\delta - a + b}{2c}$.

Таким образом, установлены закономерности и природа изнашивания в механизмах смены инструмента, связанных с погрешностями ориентации схвата манипулятора на этапе базирования инструмента с оправкой в шпинделе станка и при ее затяжке. Установлено, что зоны интенсивного изнашивания располагаются в верхней или нижней частях конуса оправки и гнезда шпинделя в зависимости от первоначального касания оправки и гнезда шпинделя. Получены зависимости, позволяющие определить путь трения и контактные давления при замене инструмента в системах АСИ в зависимости от отклонений осей оправки и гнезда шпинделя от соосности и угла их поворота.

Полученные аналитические зависимости позволяют прогнозировать возможный износ при эксплуатации АСИ вследствие погрешности ориентации схвата манипулятора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Украженко К. А.** Повышение жесткости инструментальных систем для многоцелевых станков // Науч. междунар. конф. "Авиационная и ракетно-космическая техника с использованием новых технических решений". Рыбинск: 2006. С. 170—173.

2. **Беляковский В. П., Селигей А. М., Гольдрайх Г. М.** Исследование инструментальных конических соединений с малыми углами уклона // Станки и инструмент. 1979. № 6. С. 15—17.

3. **Проников А. С.** Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. 592 с.

4. **Левина З. М., Решетов Д. Н.** Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 164 с.

УДК 621. 923

О. В. ЗАХАРОВ, канд. техн. наук (Саратовский ГТУ), e-mail: zov17@mail.ru

Теоретические основы наладки бесцентровых суперфинишных станков

Рассмотрены теоретические основы наладки бесцентровых суперфинишных станков с использованием оптимизации геометрических, кинематических и силовых параметров процесса. Представлены расчетные модели, результаты численных экспериментов и практические рекомендации по наладке станков.

Ключевые слова: бесцентровое суперфиниширование, наладка, точность, формообразующая траектория, математическое моделирование.

The theoretical basis of adjustment of centerless superfmishers using the optimization of geometric, kinematic and force parameters of the process are considered. The calculated models, the results of numerical experiments, and practical advices on setting up of the superfmishers are presented.

Keywords: centerless superfmishing, setup, accuracy, formative path, mathematical modelling.

Бесцентровое суперфиниширование характеризуется сложными физико-механическими и геометро-кинематическими аспектами формообразования. Традиционный подход к обеспечению точности обработки на суперфинишных станках [1] не в полной мере учитывает взаимосвязи геометрических, кинематических и силовых параметров процесса. Отсутствие строгих методик расчета данных параметров на этапах проектирования и эксплуатации оборудования значительно снижает его технологические возможности.

В настоящее время решен ряд задач по обеспечению точности при бесцентровом суперфинишировании на основе проектирования формообразующей системы и оптимальной наладки станков [2, 3].

Однако правильная формообразующая траектория еще не гарантирует заданной точности изготовления деталей. Это обусловлено воздействием на процесс кинематических и силовых факторов, приводящих в некоторых случаях к неравномерному движению заготовок и, как следствие, неравномерному съему металла. Необходимость дальнейшего повышения точности требует создания аналитических моделей и методики учета их совместного влияния при наладке технологического оборудования.

Характерная особенность бесцентрового суперфиниширования — базирование заготовки между двумя вращающимися валками. При этом осуществляется силовое замыкание контакта, и валки посредством сил трения передают вращение заготовке. Благодаря скрещиванию осей валков и осей заготовок под некоторым углом λ возникает продольная составляющая скорости подачи, направленная вдоль траектории движения заготовок. Валки представляют собой тела вращения со сложным осевым профилем, которые контактируют с заготовкой по пространственной линии, в результате чего углы контакта и условия трения по длине обработки изменяются.

Траектория перемещения заготовки относительно шлифовальных брусков определяет профиль ее продольного сечения. Так, для формообразования цилиндрической поверхности необходима прямолинейная траектория, параллельная плоскости осцилляции шлифовальных брусков, для бомбинированой (бочкообразной) поверхности — дуговая траектория, радиус которой согласуется с радиусом профиля заготовки. В бесцентровом суперфинишном станке траекторию заготовки задает валковое устройство, геометрическая наладка которого заключается в установке угла скрещивания 2λ и межосевого расстояния $2v$ двух валков.

Впервые математическая модель для анализа формообразующей траектории при бесцентровом суперфинишировании была представлена в работе [3], обобщена и развита в работе [4], в которой движение заготовки описано в декартовой системе координат S_Σ станка с учетом ее размеров и положения, заданного шестью координатами (три — центра и три — поворота вокруг осей). Формообразующая система представлена совокупностью координатных систем (рис. 1): $S_\Sigma(X_\Sigma Y_\Sigma Z_\Sigma)$ — станины станка; $S_з(X_з Y_з Z_з)$ — заготовки; $S_в^л(X_в^л Y_в^л Z_в^л)$ — левого валка; $S_в^п(X_в^п Y_в^п Z_в^п)$ — правого валка. Система координат $S_з$ относительно систем S_Σ повернута вокруг оси X_Σ на угол α и смещены на величину a, повернута вокруг оси Y_Σ на угол β и смещена на величину b, смещена по оси Z_Σ на величину c. Системы координат $S_в^л$ и $S_в^п$ относительно системы S_Σ смещены по осям $Z_в^л$ и $Z_в^п$ на величины $z_в^л$ и $z_в^п$, повернуты вокруг оси X_Σ на угол λ протии и по часовой стрелке и смещены на величины $-v$ и v соответственно.

Условие взаимного касания поверхностей заготовки и двух валков — равенство радиус-векторов $\bar{r}$ и касательных $\bar{\tau}$ в контактных точках. Нахождение траектории без нарушения общности сведено к определению совокупности плоских сечений $Z_\Sigma = Z_i$ по длине обработки. Формализация указанного условия привела к следующей системе уравнений:

$$\left.\begin{aligned}
f_1 &= u^л \sin\psi^л \cos\varphi^л + r\cos\alpha_1\cos\beta - z_з^л \sin\beta - \\
&\quad - v - a = 0;\\
f_2 &= u^л \sin\psi^л \sin\varphi^л \cos\lambda + A\sin\lambda + r\sin\alpha_1\cos\alpha + \\
&\quad + B\sin\alpha - b = 0;\\
f_3 &= u^л \sin\psi^л \sin\varphi^л \sin\lambda + A\cos\lambda - r\sin\alpha_1\sin\alpha - \\
&\quad - B\cos\alpha - c = 0;\\
f_4 &= u^п \sin\psi^п \cos\varphi^п + r\cos\alpha_2\cos\beta + z_з^п \sin\beta - \\
&\quad - v + a = 0;\\
f_5 &= u^п \sin\psi^п \sin\varphi^п \cos\lambda - C\sin\lambda + r\sin\alpha_2\cos\alpha + \\
&\quad + D\sin\alpha - b = 0;\\
f_6 &= u^п \sin\psi^п \sin\varphi^п \sin\lambda - C\cos\lambda + r\sin\alpha_2\sin\alpha + \\
&\quad + D\cos\alpha + c = 0;\\
f_7 &= \sin\alpha_1\cos\beta - \cos\psi^л \sin\varphi^л = 0;\\
f_8 &= \cos\alpha_1\cos\alpha + \sin\psi^л \sin\alpha\sin\beta - \\
&\quad - \cos\psi^л \cos\varphi^л \cos\lambda + \sin\psi^л \sin\lambda = 0;\\
f_9 &= \cos\alpha_1\sin\alpha - \sin\psi^л \cos\alpha\sin\beta + \\
&\quad + \cos\psi^л \cos\varphi^л \sin\lambda + \sin\psi^л \cos\lambda = 0;\\
f_{10} &= \sin\alpha_2\cos\beta - \cos\psi^п \sin\varphi^п = 0;\\
f_{11} &= \cos\alpha_2\cos\alpha - \sin\psi^п \sin\alpha\sin\beta - \\
&\quad - \cos\psi^п \cos\varphi^п \cos\lambda - \sin\psi^п \sin\lambda = 0;\\
f_{12} &= \cos\alpha_2\sin\alpha + \sin\psi^п \cos\alpha\sin\beta - \\
&\quad - \cos\psi^п \cos\varphi^п \sin\lambda + \sin\psi^п \cos\lambda = 0,
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где r — радиус заготовки; α_1, α_2, $z_з^л$, $z_з^п$ — угловые и линейные координаты поверхности заготовки; $R^л$, $R^п$ — радиусы валков; $\varphi^л$, $\varphi^п$, $u^л$, $u^п$ — уголовые и линейные координаты валков; $\psi^л$, $\psi^п$ — углы об-

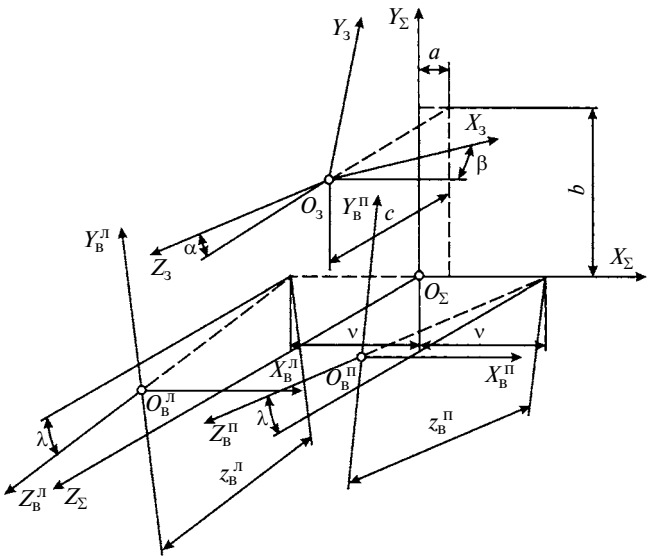


Рис. 1. Координатная схема наладки бесцентрового суперфинишного станка

разующих конусов валков; 2λ — угол скрещивания осей валков; $2v$ — межосевое расстояние валков; $z_в^л$, $z_в^п$ — координаты, задающие положение валков относительно точки O_Σ; $A = R^л \mathrm{ctg}\psi^л - u^л \cos\psi^л + z_в^л$; $B = r\cos\alpha_1 \sin\beta + z_з^л \cos\beta$; $C = R^п \mathrm{ctg}\psi^п - u^п \cos\psi^п + z_в^п$; $D = -r\cos\alpha_2 \sin\beta + z_з^п \cos\beta$.

Для решения системы трансцендентных уравнений (1) использован метод параметрической оптимизации с целевой функцией Ф:

$$\Phi(\alpha_1, \alpha_2, z_з^л, z_з^п, \varphi^л, \varphi^п, u^л, u^п, \alpha, \beta, a, b, c) = \\ = \sum_{i=1}^{12} f_i^2 \to \min. \qquad (2)$$

При решении системы (1) следует учитывать следующие особенности. Если выбираем плоское сечение ($Z_\Sigma = Z_i$), то уравнения $f_5 = 0$ и $f_6 = 0$ превращаются в тождества (рассматриваемые отдельно для каждого из валков и заготовки), из которых определяют неизвестные параметры $z_в^л$, $z_в^п$, $u^л$, $u^п$ и подставляют их в уравнения $f_1 = f_2 = f_3 = f_4 = 0$, что позволяет сократить систему (1) до 10 трансцендентных уравнений. Координаты a, b, c определяют положение точки на оси заготовки, относительно которой она поворачивается на углы α и β. Для определения координат a и b именно в сечении $Z_\Sigma = Z_i$, необходимо, чтобы $c = Z_i$. В результате число неизвестных параметров, подлежащих определению на основе оптимизации целевой функции Ф, сокращается с 13 до 8.

Анализ показал, что функция Ф — мульмодальная, поэтому для поиска глобального минимума применен метод мультистарта. Условием окончания поиска служило уменьшение шага до определенной величины, что соответствовало заданной точности определения искомых параметров: линейных — 10^{-7}, угловых — 10^{-8}. При этом целевая функция в среднем принимала значения $\Phi \cong 10^{-17}$. Установлено, что в большинстве случаев можно локализовать глобальный минимум с помощью правильного выбора начального приближения. Таким начальным приближением служит решение системы уравнений (1) при угле $\lambda = 0$.

При расчете оптимальной наладки станка установлено, что отклонения формообразующей траектории в вертикальной плоскости в большинстве случаев удается минимизировать до требуемой величины, а отклонения в горизонтальной плоскости поддаются управлению в меньшей степени. Исследованиями установлена рекомендуемая точность геометрической наладки бесцентрового суперфинишного станка: по углу скрещивания — 10″, по межосевому расстоянию — 0,1 мм.

Численный эксперимент показал, что на суперфинишном станке с валками типа однополостных гиперболоидов траектория движения цилиндрических заготовок хорошо аппроксимируется дугой окружности, что позволяет использовать их при обработке бомбинированных поверхностей, а в ряде случаев отказаться от трудоемкого изготовления строго спрофилированных валков. Целесообразная область применения данного способа — изготовление бомбинированных поверхностей с радиусом профиля более 3000 мм из исходно цилиндрических заготовок диаметром 10÷50 мм. Ограничение по минимальному радиусу дуги формообразующей траектории обусловлено конструктивными ограничениями существующего оборудования — максимальным углом 2λ, скрещивания осей валков (не более 9°).

Рассмотрим передачу движения от валков к заготовке (рис. 2). Валки должны быть развернуты таким образом, чтобы составляющая вектора окружной скорости вдоль траектории движения заготовки имела направление от входа к выходу из зоны обработки. Как правило, валки вращаются в одну сторону с равными постоянными угловыми скоростями $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\omega}_2$.

Поскольку в общем случае окружные скорости v_1 и v_2 валков в разных сечениях не совпадают, то ведущим будет только один валок. При отсутствии проскальзывания окружная скорость заготовки равна окружной скорости валка в точке контакта. Считая, что ведущий валок уже определен из решения силовой задачи, перейдем к анализу движения заготовки. Скорость валка в точке контакта с заготовкой находится по формуле

$$\bar{v} = \bar{\omega}\,\bar{R}, \qquad (3)$$

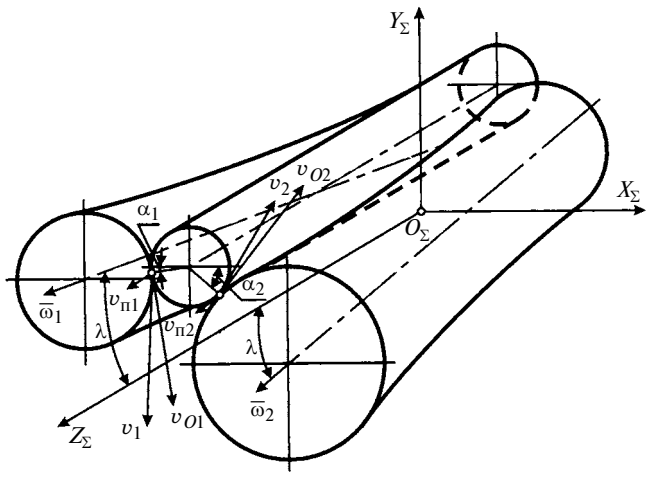


Рис. 2. Схема скоростей при бесцентровом суперфинишировании

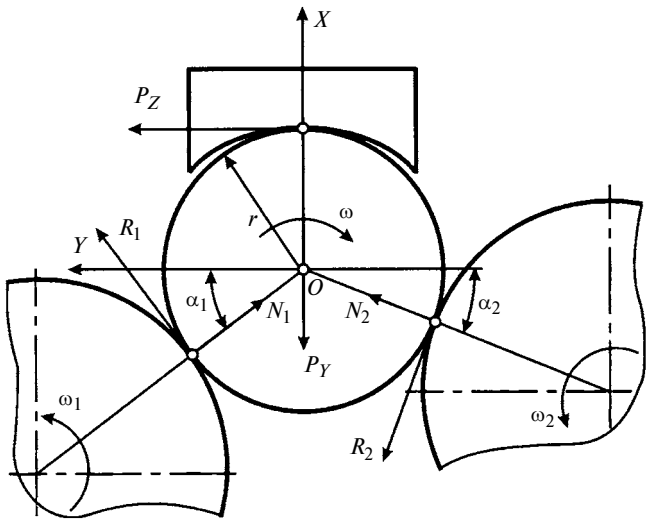


Рис. 3. Схема сил, действующих при бесцентровом суперфинишировании

где $\bar{\omega}$ — угловая скорость валка; $\bar{R}$ — радиус-вектор валка в точке контакта.

Преобразовав равенство (3), получим выражения: для скорости окружной подачи заготовки

$$v_о = R\omega\sqrt{\cos^2\alpha\cos^2\lambda + \sin^2\alpha}\,; \qquad (4)$$

для скорости продольной подачи заготовок

$$v_п = R\omega\cos\alpha\sin\lambda. \qquad (5)$$

В выражениях (4) и (5) подразумевается, что параметры R, ω и α относятся к ведущему валку.

Исследования [5] показали, что для рекомендуемой геометрической наладки станка скорость $v_п$ продольного перемещения монотонно изменяется по всей длине обработки от минимального до максимального значения. С увеличением угла скрещивания осей валков возрастают как абсолютные значения скорости, так и их разность на краях зоны обработки. Таким образом, обеспечить равномерность продольного перемещения отдельно взятой заготовки не представляется возможным. Поэтому на практике применяют тормозящие планки на выходе из зоны обработки для создания непрерывного потока заготовок.

Рассмотрим схему сил, действующих в поперечном сечении заготовки (рис. 3). Силовое замыкание контакта между заготовкой, двумя базирующими валками и шлифовальным бруском должно обеспечить устойчивость вращения заготовки. Стабильность силового замыкания контакта определяется условиями трения в местах контакта заготовки с валками, которые, в свою очередь, зависят от действия сил, возникающих при бесцентровом суперфинишировании [6].

Условия силового замыкания контакта можно получить из уравнений равновесия в системе координат XOY:

$$\left.\begin{aligned} \Sigma X &= R_1\cos\alpha_1 - R_2\cos\alpha_2 + N_1\sin\alpha_1 + \\ &\quad + N_2\sin\alpha_2 - P_Y = 0; \\ \Sigma Y &= R_1\sin\alpha_1 + R_2\sin\alpha_2 - N_1\cos\alpha_1 + \\ &\quad + N_2\cos\alpha_2 + P_Z = 0; \\ \Sigma M_O &= (R_1 + R_2 - P_Z)r = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

где N_1, N_2 — силы нормальной реакции заготовки; R_1, R_2 — силы трения заготовки с валками; P_Y — усилие прижима шлифовального бруска (радиальная составляющая силы резания); P_Z — касательная составляющая силы резания; r — радиус заготовки.

При суперфинишировании касательная составляющая P_Z зависит от силы прижима P_Y и может быть представлена зависимостью $P_Z = kP_Y$, где k — коэффициент резания [1]. Силы трения (R_1, R_2) выразим через силы нормальной реакции (N_1, N_2) и коэффициенты трения (f_1, f_2) заготовки соответственно с левым и правым валками, что справедливо при установившемся движении или переходе от покоя к вращению. Полагая коэффициенты трения на обоих валках одинаковыми $f_1 \approx f_2 = f$, получим $R_1 = N_1 f$, $R_2 = N_2 f$.

Для вращения заготовки суммарный момент от сил трения должен превышать момент от силы резания. Тогда условие вращения заготовки определится положительным значением суммарного момента ΣM_0:

$$f(N_1 + N_2) > kP_Y. \qquad (7)$$

При невыполнении условия (7) происходит останов заготовки, который характеризуется одновременным скольжением заготовки относительно обоих валков, которые вращаются приводом стан-

ка с достаточным запасом мощности. При этом относительно шлифовального бруска, жестко связанного с системой координат XOY, заготовка неподвижна. В общем случае заготовка, вращаясь, всегда будет проскальзывать по одному из валков ввиду разницы их окружных скоростей в различных точках контакта.

Решив систему уравнений (6) таким образом, чтобы исключить неизвестные силы, получим инвариантное граничное условие силового замыкания контакта:

$$(S + Q/k + T)f^2 + (Q - T/k)f + S = 0, \qquad (8)$$

где $S = \sin(\alpha_1 + \alpha_2)$; $Q = \sin\alpha_1 - \sin\alpha_2$; $T = \cos\alpha_1 + \cos\alpha_2$.

Таким образом, на стабильность силового замыкания контакта при бесцентровом суперфинишировании влияют: геометрическая наладка станка (заданная углами α_1 и α_2), коэффициент f трения в местах контакта заготовки с валками и коэффициент k резания. Анализ показал, что силовое замыкание контакта относительно углов α_1, α_2 (и соответственно параметров наладки λ, ν) носит нелинейный характер. Увеличение коэффициента трения f и уменьшение коэффициента резания k способствуют расширению области допустимых углов контакта заготовки с валками. Например, при коэффициентах $f = 0{,}17$ и $k = 0{,}35$ имеем $\alpha_1 + \alpha_2 \approx 120°$.

При исследовании кинематических параметров требуется найти ведущий валок. Для этого необходимо определить из системы уравнений (6) силы N_1 и N_2 нормальной реакции и сравнить их. Ведущим будет валок, который создает наибольшую силу N нормальной реакции. Проведенные эксперименты для различных валков со строго рассчитанными профилями показали, что ведущим на протяжении всей длины обработки будет только один валок. Действительно, нормальная реакция N_1 (см. рис. 3) всегда превышает N_2, так как проекция силы P_Z на нормали к поверхностям прижимает заготовку к левому валку.

В общем случае задачу оптимизации параметров λ и ν наладки суперфинишного станка решают путем минимизации целевой функции $Q(\lambda, \nu)$, преобразованной из условной целевой функции $G(\lambda, \nu)$ с учетом конструктивных, кинематических и силовых ограничений, представленных функцией штрафа $U(\lambda, \nu)$: $(\lambda, \nu) = G(\lambda, \nu) + U(\lambda, \nu)$.

Функция $G(\lambda, \nu)$ есть вектор отклонений формообразующей траектории, формируемый по алгоритму как разность максимальных и минимальных отклонений траектории в вертикальной плоскости: $G(\Phi, \lambda, \nu) = \{b_{\max} - b_{\min}\} \to \min$, где Φ — функция, определяемая по выражению (2).

Функция штрафа $U(\lambda, \nu)$ учитывает нарушение ограничений вида равенств $\varphi_j(\lambda, \nu) = 0$ и неравенств $\psi_i(\lambda, \nu) \geqslant 0$:

$$U(\lambda, \nu) = r_1\varphi^2(\lambda, \nu) + r_2 \sum_{i=1}^{2} \min\{\psi_i(\lambda, \nu)\}^2, \qquad (9)$$

где r_1, r_2 — коэффициенты, подбираемые из требований точности и экономичности вычислений.

В выражении (9) конструктивные и кинематические ограничения сформированы в виде неравенств $\psi_i(\lambda, \nu) \geqslant 0$ и имеют линейный характер, силовые ограничения $\varphi(\lambda, \nu) = 0$ заданы в виде граничного условия (8). Взаимосвязь параметров наладки (λ, ν) и углов контакта (α_1, α_2) заготовки с валками определяют на основе решения системы уравнений (1).

В результате проведенных экспериментов установлено, что отклонения формообразующей траектории в вертикальной плоскости в большинстве случаев удается минимизировать до 0,001÷0,003 мм. Отклонения в горизонтальной плоскости поддаются управлению в меньшей степени, а в ряде случаев минимизация отклонений в вертикальной плоскости приводит к увеличению отклонений в горизонтальной плоскости. В связи с этим необходима коррекция положения шлифовальных брусков относительно траектории движения заготовки. Для ее реализации предложен способ наладки, при котором разворачивают все валковое устройство относительно каретки суперфинишного станка [7].

Применение разработанной методики обеспечило повышение точности обработки и эффективности наладки, а также расширение технологических возможностей бесцентровых суперфинишных станков при обработке цилиндрических и бомбинированных поверхностей деталей подшипников.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мазальский В. Н.** Суперфинишные станки. Л.: Машиностроение, 1988. 127 с.
2. **Захаров О. В., Погораздов В. В., Бржозовский Б. М.** Проектирование формообразующих систем бесцентровых суперфинишных станков. Саратов: СГТУ, 2004. 140 с.
3. **Захаров О. В., Бржозовский Б. М., Погораздов В. В.** Наладка бесцентровых суперфинишных станков на основе численного моделирования и оптимизации // Вестник машиностроения. 2003. № 12. С. 48—50.
4. **Захаров О. В., Бржозовский Б. М., Балаев А. Ф.** Обобщенная геометро-аналитическая модель для расчета формообразующей траектории при бесцентровом суперфинишировании // Изв. вузов. Машиностроение. 2006. № 10. С. 11—15.
5. **Бржозовский Б. М., Захаров О. В., Балаев А. Ф.** Кинематические и силовые аспекты бесцентрового суперфиниширования // СТИН. 2006. № 11. С. 2—5.
6. **Захаров О. В.** Условия силового замыкания контакта при бесцентровом суперфинишировании // Автоматизация и современные технологии. 2006. № 1. С. 25—27.
7. **Пат. 239539 Рос. Федерации.** МПК B 24 B 35/00. Способ наладки бесцентрового суперфинишного станка.

УДК 621.923

А. Н. ТЮРИН, д-р техн. наук (Западно-Казахстанский аграрно-технический университет им. Жангирхана, г. Уральск), e-mail: turin56@mail.ru

Исследование неравномерности снятия припуска при суперфинишной обработке деталей

Приведены результаты исследований неравномерности снятия припуска при суперфинишной обработке деталей.

Ключевые слова: деталь, суперфиниширование, припуск.

The results of studies of uneven allowance removal at superfmish processing of details are presented.

Keywords: detail, superfmishing, allowance.

При суперфинишной обработке деталей, в частности шеек коленчатого вала, помимо снятия заданного припуска должны обеспечиваться необходимые шероховатость и наиболее оптимальная геометрия профиля обрабатываемой поверхности, а именно выпуклость.

Как известно, при обработке брусками из-за разности скоростей инструмента в середине и на краях обрабатываемой поверхности припуск снимается неравномерно, что приводит к формированию криволинейного профиля заготовки, и все факторы, увеличивающие снимаемый припуск при суперфинишировании, способствуют формированию выпуклого профиля заготовки.

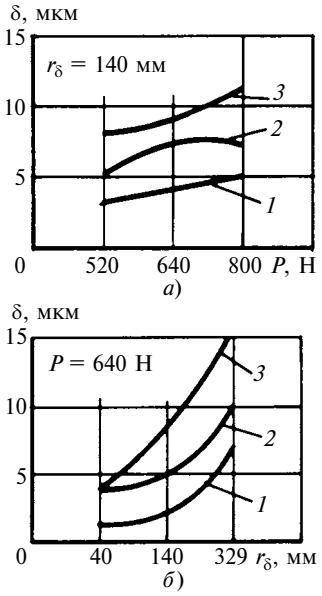


Рис. 1. Зависимости изменения выпуклости δ обрабатываемой поверхности от силы *P* (*а*) и радиуса $r_б$ профиля бруска (*б*) при его зернистости М7 (*1*), М14 (*2*), М28 (*3*)

На рис. 1, *а*, *б* приведены зависимости выпуклости δ обрабатываемой поверхности от силы *P* прижима бруска, зернистости инструмента и радиуса $r_б$ профиля бруска[1].

При изменении силы *P* от 520 до 800 Н выпуклость изменяется от 3 до 12 мкм, при изменении зернистости бруска выпуклость (при $P = 640$ Н, $r_б = 140$ мм) находится в пределах 5÷7 мкм, при изменении радиуса $r_б$ (при $P = 640$ Н) выпуклость изменяется от 4 до 1 мкм. Это говорит о значительном влиянии данных параметров на формирование выпуклости обрабатываемой поверхности.

Большое влияние на формирование выпуклости оказывает частота *f* осцилляции бруска. При ее увеличении от 3 до 30 Гц выпуклость увеличивается с 34 до 90 мкм.

На рис. 2 приведены зависимости выпуклости δ обрабатываемой поверхности от снимаемого припуска q_e при $P = 640$ Н и разной зернистости инструмента. С увеличением зернистости инструмента возрастают снимаемый припуск и величина выпуклости обрабатываемой поверхности и в результате увеличивается затрачиваемая на резание энергия.

Таким образом, задавая величину выпуклости, которую необходимо получить при суперфинишной обработке шеек коленчатого вала, по зависимостям на рис. 2 можно определить величину снимаемого припуска для выбранной зернистости инструмента и, следовательно, энергетические затраты, а также оптимальные параметры настройки *P*, $r_б$, *f* настройки с учетом наибольшего значения коэффициента засаливания.

Значительное влияние на формирование конечного профиля и шероховатости обрабатываемой поверхности оказывает шероховатость поверхности, полученная после предыдущих технологических операций. На рис. 3 пред-

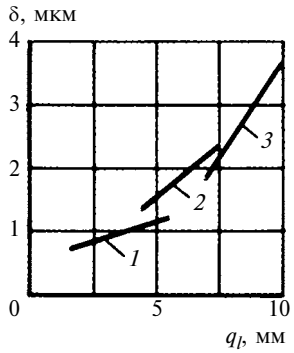


Рис. 2. Зависимости изменения выпуклости δ обрабатываемой поверхности от снимаемого припуска q_e (*P* = 640 Н) при обработке брусками зернистостью М7 (*1*), М14 (*2*), М28 (*3*)

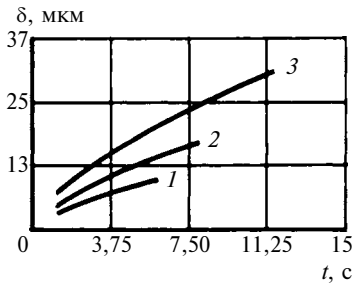


Рис. 3. Зависимости изменения выпуклости δ обрабатываемой поверхности от времени *t* обработки при ее исходной шероховатости *Ra* = 32 (*1*), 63 (*2*) и 126 мкм (*3*)

[1] **Тюрин А. Н.** Энергетические параметры процессов суперфинишной обработки (монография). Уральск: Западно-Казахстанский АТУ, 2007. 109 с.

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, д-р техн. наук (МГИУ), А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (МГУПИ), А. И. САВКИН, e-mail: vestmash@mashin.ru

Разработка новой теории тепловых процессов резания. 6. Определение температурных полей и контактных температур при резании материалов. Часть 3*

Конкретизированы формулы, описывающие тепловые процессы резания. Впервые учтена взаимообратная связь температуры резания с напряжением текучести обрабатываемого материала.

Ключевые слова: теплофизика резания, температура резания.

The formulae describing the thermal cutting processes are specified. For the first time the interconvertible relation of cutting temperature with yield stress of the processed material has been accounted.

Keywords: cutting thermal physics, cutting temperature.

Рассмотрим распределение между резцом и стружкой теплового потока, возникающего от трения на передней поверхности резца. С учетом формулы (229) (В.М.2/11, с. 79) средняя температура на передней поверхности резца, обусловленная его трением о заготовку, определяется выражением

$$T_{\text{п,с ср}} = \frac{90^\circ}{90^\circ - \gamma - \alpha} \frac{q_6 l_\text{п}}{\pi \lambda_\text{р}} I_\text{ср.п}, \qquad (305)$$

где I — средний температурный коэффициент на передней поверхности резца.

Примем, что коэффициенты трения по всей передней поверхности резца одинаковы, т. е. $\mu = \mu_1$ (см. работу [1, с. 61, рис. 40]), и с учетом принятой эпюры [см. В.М.4/11, с. 76, рис. 37, *г* и с. 75 — подробные пояснения к формуле (272)] опишем интенсивность теплового потока, обусловленного трением на передней поверхности резца, формулой

$$q_{\text{с,п}} = 0{,}5\mu\beta\sigma_{st}\upsilon_\text{с} = 0{,}577\mu\sigma_{st}\upsilon_0/k_\text{с}. \qquad (306)$$

Так как принятая нами эпюра $q_5(x)$ изменяется по линейному закону (см. рис. 37, *г*), то

$$q_{5\text{ср}} = 0{,}5\, q_5''. \qquad (307)$$

Тогда выражения (232) (В.М.3/11, с. 70) можно конкретизировать в виде:

$$q_5'' - 2k_{t\text{с,п}} q_{\text{с,п}}; \qquad (308)$$

$$q_6 = (1 - k_{t\text{с,п}}) q_{\text{с,п}}. \qquad (309)$$

Из выполненного усреднения (302) (В.М.4/11, с.79) видно, что

$$\frac{1}{l_\text{п}} \int_0^{l_\text{п}} \left(1 - \frac{2}{3}\frac{x}{l_\text{п}}\right) \sqrt{\frac{x}{l_\text{п}}}\, \mathrm{d}x = 0{,}4. \qquad (310)$$

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1÷12 за 2010 г. (далее — В.М.1÷В.М.12) и № 1÷4 за 2011 г. (далее — В.М.1/11÷В.М.4/11), продолжение — № 6 за 2011 г.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 62)

ставлены зависимости изменения снимаемого припуска q_e от параметра Ra шероховатости поверхности и времени t обработки. Видно, что при рассматриваемых режимах суперфиниширования в зависимости от исходной шероховатости поверхности требуется определенное время для удаления части припуска, и только после этого начнется формирование заданного профиля и необходимой шероховатости поверхности. Это подтверждают и теоретические исследования.

Расчеты также показали, что весьма эффективной является обработка брусками за два технологических перехода, как это обычно принято при классическом суперфинишировании, но без смены инструмента. Таким образом, на основании предложенных зависимостей реальной становится обработка заготовки на одной позиции мелкозернистым инструментом, которая обеспечивает и удаление необходимого припуска, и требуемую шероховатость поверхности. Это существенно повышает производительность обработки и упрощает использование технологических средств.

С учетом этого и равенства (308) среднее значение температуры, определяемой формулой (291) (В.М.4/11, с. 78), будет

$$T_{\text{с,п ср}} = \frac{1{,}6 k_{t\text{с,п}} q_{\text{с,п}} \sqrt{a l_{\text{п}}}}{\lambda \sqrt{\pi v_{\text{с}}}}. \qquad (311)$$

Подставив равенство (309) в формулу (305), используем условие равенства температур $T_{\text{с,п ср}} = T_{\text{п,с ср}}$ и получим:

$$\frac{8 k_{t\text{с,п}} q_{\text{с,п}} \sqrt{a l_{\text{п}}}}{5\lambda \sqrt{\pi v_{\text{с}}}} = \frac{90^\circ}{90^\circ - \gamma - \alpha} \frac{(1 - k_{t\text{с,п}}) q_{\text{с,п}} l_{\text{п}}}{\pi \lambda_{\text{р}}} I_{\text{ср.п}}. \qquad (312)$$

Отсюда с учетом равенства $v_{\text{с}} = v_0/k_{\text{с}}$ находим коэффициент $k_{t\text{с,п}}$, определяющий долю теплоты, поступающей в стружку в зоне контакта с передней поверхностью резца:

$$k_{t\text{с,п}} = \frac{1}{1 + \frac{90^\circ - \gamma - \alpha}{90^\circ} \frac{2{,}84}{I_{\text{ср.п}}} \frac{\lambda_{\text{р}} \sqrt{k_{\text{с}}}}{\sqrt{\lambda c \rho l_{\text{п}} v_0}}}. \qquad (313)$$

Из формулы (313) видно, что коэффициент $k_{t\text{с,п}}$ увеличивается, т. е. доля теплоты, поступающей в стружку на поверхности контакта с резцом, растет при увеличении скорости v_0 резания [чего совершенно не видно из коэффициента Шаррона (234) (В.М.3/11, с. 71)], тем более что с увеличением скорости уменьшается коэффициент $k_{\text{с}}$ утолщения стружки. Доля теплоты, поступающей в стружку на поверхности контакта с резцом, также растет при увеличении теплопроводности λ и объемной теплоемкости $c\rho$ материала заготовки, а также при уменьшении угла заострения $\beta_{\text{р}} = 90^\circ - \gamma - \alpha$ (см. В.М.1/11, с. 64, рис. 27). С увеличением теплопроводности $\lambda_{\text{р}}$ материала резца доля теплоты, поступающей в стружку, уменьшается.

То, что с повышением скорости резания все большая доля теплоты, образующейся на поверхности контакта с резцом, уходит в стружку, позволяет объяснить эффект сверхскоростного резания ($v_0 = 400 \div 1000$ м/с), при котором оказывается возможным обрабатывать высокопрочные стали резцами из цветных металлов [2, с. 159]. Дело в том, что при таких скоростях практически вся теплота уходит в обрабатываемый металл, сильно повышая его температуру, а следовательно, резко снижая его напряжение текучести и, соответственно, силу резания. Материал резца при этом остается практически холодным и не теряет своих исходных прочностных свойств. Однако следует указать, что с повышением скорости резания резко возрастает скорость деформации, что приводит к повышению охрупчивания и облегчению разрушения обрабатываемого материала [3, с. 70, 71] с соответствующим еще более резким снижением силы резания [4, с. 58]. Кроме того, уменьшается коэффициент трения, что дополнительно снижает силу резания [17, формула (290)]. Все это в совокупности и объясняет наблюдаемое иногда снижение мощности резания ($P_z v_0$) с повышением скорости резания v_0, которое некоторым исследователям кажется парадоксальным [5] (иногда говорят и об обратном повышении мощности резания при снижении скорости резания, что также следует из вышеупомянутых факторов).

Из формулы (313) также видно, что с ростом отношения $\lambda_{\text{р}}/\lambda$ доля теплоты, поступающей в стружку, уменьшается, а доля теплоты, поступающей в резец, соответственно, увеличивается. Это позволяет объяснить тот факт, что при резании малотеплопроводных жаропрочных материалов и пластмасс стальными и твердосплавными инструментами, а также при обработке заготовок алмазами в резец поступает значительная доля теплоты, образующейся в процессе снятия стружки.

Сделанные теоретические выводы подтверждаются известными экспериментальными данными [2, 6, 7]. Для свéдения и возможного использования в расчетах приведем основные теплофизические характеристики обрабатываемых и инструментальных материалов (табл. 6) из работ [6, с. 20, 21, табл. 1; 8, с. 280, табл. 1]. Характеристики алюминиевого сплава АМг взяты из справочника [9, с. 6, табл. 3].

Заметим, что в двух последних строках табл. 6 данные по λ и $c\rho$ для алмаза отличаются почти в 4 раза, хотя и те, и другие сведения принадлежат одному автору — А. Н. Резникову: верхняя строка приведена в книге [6] (согласуется с данными работы [10, с. 37]), нижняя — в книге [8]. Причем и те, и другие цифры используются в нескольких местах указанных книг. Возможно, что такое большое различие обусловлено разницей свойств природных и синтетических алмазов, или что к моменту опубликования работы [8] появились новые уточненные данные (вопрос о правильности указанных данных оставляем открытым).

Согласно экспериментальным данным, приведенным в работе [2, с. 152], от теплоты трения стружки по передней поверхности резца при точении конструкционных сталей в резец поступает всего около 5 %. Однако при точении материалов с низкой теплопроводностью, например жаропрочных или титановых сплавов, в резец отводится уже порядка 20 % теплоты трения.

Для сравнения выполним сопоставительный расчет по формуле (313). В качестве исходных данных используем экспериментальные параметры из работы [6, с. 97]: резец из твердого сплава ВК8 [$\lambda_{\text{р}} = 54{,}4$ Вт/(м · °С)]; $\gamma = 15^\circ$; $\alpha = 7^\circ$: $b = 4$ мм;

Таблица 6

Коэффициенты теплопроводности λ и температуропроводности *a*, объемная теплоемкость *c*ρ различных материалов

Материал	λ, Вт/(м · °С)	cρ, МДж/(м^3 · °С)	*a*, 10^{-4} м^2/с
Углеродистые высококачественные стали:			
20	39,8	5,14	0,077
40	38,5	5,06	0,076
45	40,2	15,02	0,080
Легированные конструкционные стали:			
30Х	35,2	4,89	0,072
40Х	33,9	5,06	0,067
20ХН3А	33,5	5,07	0,066
30ХГС	36,0	5,14	0,070
ШХ15	33,4	5,15	0,065
Высоколегированные стали:			
2Х13	26,8	4,68	0,057
Х18Н10Т	22,6	4,51	0,050
12Х18Н9Т	22,6	4,51	0,050
14Х17Н2	25,0	4,17	0,060
20Х23Н18	21,5	4,30	0,050
110Г13Л	22,2	5,28	0,042
Жаропрочные сплавы:			
ЖС6-К	16,8	4,51	0,037
ЭИ654	18,8	4,10	0,046
ХН77ТЮ	19,7	4,80	0,041
ХН77ТЮР	19,7	4,80	0,041
Инструментальные стали:			
У8	36,0	4,81	0,075
У12	34,7	4,89	0,071
ХВГ	27,2	5,04	0,054
Р18	27,2	4,77	0,057
Чугуны:			
СЧ12-28	39,8	3,52	0,113
СЧ30	39,8	3,52	0,113
Цветные металлы и сплавы:			
чистый алюминий А2	224,5	2,68	0,841
алюминиевый сплав АМг	118,4	2,94	0,641
чистая медь М1	361,0	3,65	0,990
латунь ЛС59-1	142,8	3,59	0,398
бронза Бр.АЖ9-4	126,5	4,05	0,311
чистый кобальт	118,5	4,31	0,275
чистый молибден	129,0	2,72	0,472
Титановые сплавы:			
ВТ3-1	13,4	2,72	0,049
ВТ4	12,9	3,01	0,043
ВТ5-1	12,6	2,68	0,047
ВТ10	11,3	2,76	0,041
ОТ4-1	14,2	2,72	0,052
Твердые сплавы:			
ВК8	54,4	2,21	0,246
Т5К10	38,5	2,68	0,144
Т14К8	33,9	3,08	0,110
Т15К6	27,2	2,72	0,100
Т30К4	23,9	3,09	0,077
Эльбор	41,9	2,30	0,180
Алмаз	146,6	1,76	0,830
Алмаз АС	520,0	6,26	0,830

Примечание. Приведены средние в диапазоне температур, возникающих при механической обработке, значения λ, *c*ρ и *a*.

$l_п$ = 1,4 мм; $k_с$ = 1,8; v_0 = 1 м/с. По формулам (227) и (226,а) (В.М.2/11, с. 79) находим m = 1,744, n = 1,429, с учетом чего по формуле (226) определяем $I_{ср.п}$ = 4,17. Затем из табл. 6 для конструкционной стали 30Х находим λ = 35,2 Вт/(м · °С), *c*ρ = 4890 кДж/(м^3 · °С) и, учитывая, что $l_п$ = = 1,4 · 10^{-3} м, по формуле (313) получаем $k_{tc,п}$ = 0,93. Это означает, что в стружку поступит 93 % теплоты трения, а в резец — 7 %, что достаточно хорошо согласуется с известными экспериментальными данными. В то же время из табл. 5 (см. В.М.3/11, с. 72) видно, что если руководствоваться коэффициентом Шаррона, то в резец должно поступить 46 % теплоты, что противоречит опытным данным.

Выполним расчет для малотеплопроводного титанового сплава ВТ 10, для которого в соответствии с табл. 6 λ = 11,3 Вт/(м · °С), *c*ρ = 2760 кДж/(м · °С). В этом случае по формуле (313) получим $k_{tc,п}$ = 0,85. Это означает, что в стружку поступит 85 % теплоты трения, а в резец — 15 %, что также достаточно хорошо согласуется с известными экспериментальными данными. Если же учесть, что при обработке жаропрочных и титановых сплавов оптимальные скорости резания значительно ниже скоростей резания конструкционных сталей и близки к v_0 = 0,5 м/с [11, с. 36; 12, с. 11], то, выполнив расчет с этой скоростью, получим $k_{tc,п}$ = 0,80. Это означает, что в резец поступает 20 % теплоты, т. е. имеем полное совпадение с опытными данными. В то же время при использовании коэффициента Шаррона (234) будем иметь $k_{tc,п}$ = 0,34, т. е. в резец поступает 66 % теплоты, что явно противоречит опытным данным.

Если провести расчет для точения титанового сплава ВТ10 алмазным резцом [6] [$λ_р$ = = 146,6 Вт/(м · °С)], то при тех же исходных данных и v_0 — 0,5 м/с получим $k_{tc,п}$ = 0,59. Значит, в алмазный резец поступает 41 % теплоты, что практически совпадает с данными (40 %), приведенными в работе [2, с. 152]. В то же время при использовании коэффициента Шаррона (234) (В.М.3/11, с. 71) будем иметь $k_{tc,п}$ = 0,26, что означает поступление в резец 74 % теплоты. Из сравнения этой цифры с вышеприведенными 66 % видно, что согласно коэффициенту Шаррона тепловое распределение при точении алмазными резцами почти не отличается от теплового распределения при точении твердосплавными резцами, что противоречит практическим данным.

Таким образом, наши вычисления показали, что полученные коэффициенты теплового распределения соответствуют фактическим экспериментальным данным, а использование коэффициента Шаррона для расчета теплораспределения в процессах резания приводит к грубым ошибкам.

Далее остановимся на вопросе, который в подавляющем большинстве работ по теплофизике резания (за исключением, пожалуй, книги [6, с. 102, 103]) не рассматривался. Для одной и той же контактной

поверхности между стружкой и резцом имеются два разных математических описания изменения температуры: одно — со стороны стружки, другое — со стороны резца (такая же ситуация имеет место и на контактной поверхности между резцом и заготовкой). Взяв описание (291) (В.М.4/11, с. 78) со стороны стружки, мы смогли с помощью вытекающей из него кривой изменения температуры (см. В.М.4/11, с. 80, рис. 39) достаточно убедительно объяснить наблюдаемые явления изнашивания. Если бы мы взяли описание (223) (В.М.2/11, с. 77) со стороны резца, то вытекающая из него кривая (см. В.М.2/11, с. 78, рис. 30) была бы схожей с показанной на рис. 39, т. е. и на основе этого описания мы могли бы объяснить наблюдаемый износ [заметим, что кривая для резца, вытекающая из рис. 30, согласуется и с температурными кривыми на рис. 36 (см. В.М.4/11, с. 74), относящимися к участку контакта заготовки с задней поверхностью резца]. Однако из-за математической сложности удалось обеспечить равенство лишь средних температур, рассчитанных по двум разным зависимостям. В произвольной же точке контактной поверхности может иметь место числовой разрыв между значениями температуры, соответствующими описаниям для резца и обрабатываемого материала. Ясно, что разрыва температур на контактной поверхности в природе быть не должно, т. е. в каждой точке контакта температуры как резца, так и стружки должны быть одинаковыми. Так как нет возможности удовлетворить этому условию, возникает вопрос, какое описание предпочесть для расчета температурного поля контактной поверхности.

Еще в 1937 г. Х. Блок предложил в подобном случае описывать температурное поле контактной поверхности функцией, равной полусумме двух описаний, т. е. их среднему арифметическому. Но Х. Блок исследовал несложную контактную задачу реального резания, а фрикционный контакт двух абстрактных подобных тел. В ходе этого исследования он получил два простых и сходных выражения [13, с. 238], которые сложил.

В нашем случае дело обстоит совершенно иначе. Одно из полученных описаний (со стороны резца) является весьма сложным и при сложении с другим описанием приведет, во-первых, к общему усложнению результата, непривлекательному для технологов-практиков, а во-вторых, к лишению суммарного результата желательной научной гибкости. При этом повышение общей точности от такого приема весьма проблематично.

Поясним второй недостаток более подробно. В силу математической сложности описания температурных полей, возникающих от непрерывно действующего источника, со стороны резца было принято достаточно сильное допущение о равномерном распределении его интенсивности, но даже при этом точное решение (223) (В.М.2/11, с. 77) было получено с большими трудностями. Поэтому, если новая экспериментально полученная информация приведет к необходимости уточнения распределения интенсивности контактного теплового потока, то вряд ли можно будет получить соответствующее точное решение.

Вместе с тем в силу значительно большей математической простоты описания быстродвижущегося теплового источника со стороны стружки без особых математических затруднений были рассмотрены возможные варианты распределения интенсивности теплового потока. Это позволяет при необходимости уточнить математическое описание температурного поля. Поэтому в дальнейшем для расчета температурных полей на передней и задней контактных поверхностях резца будем использовать математические описания, полученные для обрабатываемого материала, а не для резца.

Это же решение было принято для расчета температурных полей и А. Н. Резниковым, однако его объяснение такого подхода значительно более закамуфлировано в духе традиционных "научных обоснований" [6, с. 103]: "Погрешность, которая вносится в расчет закона распределения температур на контактной площадке стружки, если полагать поток $q_п$ распределенным равномерно, значительно меньше погрешности, которая вносится этим предположением в расчет закона распределения температур на контактной площадке резца".

С таким обоснованием трудно согласиться. Нами строго математически показано, что при принятии равномерного распределения теплового потока на контактной площадке резца получаемое температурное поле (см. рис. 30) согласуется с наблюдаемым характером износа (см. рис. 39). Но при принятии равномерного распределения теплового потока на контактной поверхности стружки получаемое температурное поле (см. В.М.4/11, с. 78, рис. 38, поз. *1*) противоречит наблюдаемому характеру износа.

Правда, А. Н. Резников для описания температурного поля со стороны резца использовал не точное решение (223), а взятое из другой книги приближенное решение в виде суммы рядов с множеством неконкретизированных (а потому непонятных даже в физическом смысле) вспомогательных функций от многих параметров [6, с. 269]. Вполне возможно, что это приближенное решение, понятное только автору [6], дает еще более неудачное распределение температуры, чем показанное на рис. 38 (поз. *1*).

Перейдем к распределению теплоты $Q_д$, образующейся в результате пластической деформации срезаемого материала. Поскольку в подавляющем большинстве в предшествующих работах сила резания определялась экспериментально или (крайне редко) теоретически, но без должного соответствия теории пластичности, то это не позволяло непо-

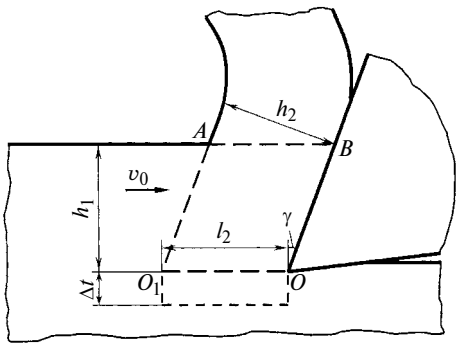


Рис. 40. К рассмотрению распределения теплоты пластической деформации

средственно вычленить часть этой силы, затрачиваемую на создание пластической деформации. В связи с этим мощность пластической деформации определяли как разницу между общей мощностью резания, выраженной произведением $P_z v_0$ и найденной с помощью принятия допущений мощностью, затрачиваемой на преодоление сил контактного трения на передней и задней поверхностях резца (см., например, работы [2, 6]).

В данном случае нет необходимости использования подобного приема. Очевидно, что для определения составляющей $P_{zд}$, необходимой для создания пластической деформации, в соответствии с работой [1] достаточно исключить из формулы (290) [17, с. 68] члены $\frac{k_c}{4u\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \mu_2\frac{l_3}{uh_1}$, учитывающие напряжения сдвига на нижней границе O_1O (рис. 40) очага деформации, а также касательные напряжения на передней и задней поверхностях инструмента, поскольку тепловыделение от этих напряжений уже были учтены отдельно. В результате получим:

$$P_{zд} = 1{,}155\sigma_{st}uh_1b\left\{\left[1 + \mu_1(1 - \mathrm{tg}\gamma) + \frac{(0{,}5 + \mu)u}{2k_c}\right] \times \right.$$
$$\left. \times \cos\gamma + \frac{k_c h_1}{4ub\cos\gamma}\right\}. \qquad (314)$$

Определим теплоту, которая образуется в результате полного вытеснения в стружку материала, занимающего в исходный момент весь объем очага пластической деформации OO_1AB.

Очевидно, что полное вытеснение исходного материала произойдет в тот момент, когда линия O_1A начала пластической деформации, двигающаяся со скоростью v_0, достигнет поверхности OB резца, т. е. пройдет путь l_2. На этом пути сила $P_{zд}$, обеспечивающая пластическую деформацию, совершит работу, которая перейдет в теплоту

$$Q_д = P_{zд}l_2 = \frac{P_{zд}h_2}{\cos\gamma} = \frac{P_{zд}k_c h_1}{\cos\gamma}. \qquad (315)$$

Часть $Q_{д.с}$ теплоты $Q_д$ перейдет в стружку, а другая часть ($Q_{д.з}$) поступит в заготовку. Представим эти части в виде:

$$Q_{д.с} = k_{д.с}Q_д; \qquad (316)$$

$$Q_{д.з} = (1 - k_{д.с})Q_д, \qquad (317)$$

где $k_{д.с}$ — коэффициент, определяющий долю теплоты деформации, поступающей в стружку.

Очевидно, что пластически деформированная масса, которая пойдет на образование стружки в результате рассматриваемого вытеснения, определяется выражением

$$m_c = \rho V = \rho l_2 bh_1. \qquad (318)$$

Будем считать, что теплота деформации распределится в этой массе равномерно. Тогда повышение температуры в стружке вследствие выделения теплоты деформации определится выражением

$$T_{д.с} = \frac{Q_{д.с}}{cm_c} = \frac{k_{д.с}Q_д}{c\rho l_2 bh_1}. \qquad (319)$$

Очевидно, что время полного вытеснения рассматриваемой массы материала

$$t = l_2/v_0. \qquad (320)$$

В соответствии с известной формулой теплопроводности (171) (В.М.1/11, с. 63) за это время часть $Q_{д.з}$ теплоты деформации проникнет в заготовку на глубину

$$\Delta_t = 2\sqrt{at} = 2\sqrt{al_2/v_0}. \qquad (321)$$

С учетом этого масса заготовки, получившая данную теплоту, определяется выражением

$$m_3 = \rho l_2 b\Delta_t = 2\rho l_2 b\sqrt{al_2/v_0}. \qquad (322)$$

Будем также считать, что теплота деформации распределится и в этой массе равномерно. Тогда повышение температуры в заготовке за счет выделившейся теплоты деформации определится выражением

$$T_{д.з} = \frac{Q_{д.з}}{cm_3} = \frac{(1 - k_{д.с})Q_д}{2c\rho l_2 b\sqrt{al_2/v_0}}. \qquad (323)$$

Далее, используя условие равенства температур $T_{д.с} = T_{д.з}$, получим:

$$\frac{k_{д.с}Q_д}{c\rho l_2 bh_1} = \frac{(1 - k_{д.с})Q_д}{2c\rho l_2 b\sqrt{al_2/v_0}}, \qquad (324)$$

откуда

$$k_{д.с} = \frac{1}{1 + 2\sqrt{\frac{al_2}{v_0h_1^2}}} = \frac{1}{1 + 2\sqrt{\frac{ak_ch_1}{v_0h_1^2\cos\gamma}}} =$$
$$= \frac{1}{1 + 2\sqrt{\frac{ak_c}{v_0h_1\cos\gamma}}}. \qquad (325)$$

Из формулы (325) видно, что коэффициент $k_{д.с}$ увеличивается, т. е. доля теплоты деформации, поступающей в стружку, возрастает при увеличении толщины h_1 срезаемого слоя и скорости резания v_0, тем более, что с ростом скорости v_0 уменьшается коэффициент k_c утолщения стружки. Из формулы (325) также видно, что при обработке малотеплопроводных материалов (т. е. при уменьшении коэффициента a температуропроводности) доля теплоты деформации, уходящей в стружку, также увеличивается.

Полученные теоретические результаты хорошо согласуются с данными А. М. Вульфа [2, с. 152, 155, 160], Д. К. Иегера [7, с. 29] и А. Н. Резникова [6, с. 82]. Заметим, что полученным нами результатам и всем упомянутым данным противоречат выводы С. С. Силина о распределении теплоты деформации, сделанные им на основе собственных теоретических построений: "Увеличение скорости резания v_0 и толщины срезаемого слоя h_1 вызывает возрастание теплоотвода в деталь" [7, с. 111].

Важно указать, что для определения теплоты деформации мы использовали максимальное значение силы резания, определяемое формулой (293), приводящей к выражению (314). Но, как показано в работе [4, с. 59, формула (245)], в момент образования в стружке скалывающей трещины сила резания будет резко уменьшаться. Из упомянутой формулы следует, что в момент образования трещины деформационная составляющая силы резания

$$P_{zд.т} = 0{,}577\sigma_{st}uh_1\left(1 - e^{\frac{e_p}{2{,}31}}\right)\frac{k_c - \sin\gamma}{\cos\gamma}. \qquad (326)$$

Снижение силы резания приводит к уменьшению тепловыделения и, следовательно, к снижению температуры резания. Таким образом, в процессе резания хрупких материалов, склонных к образованию элементной дробленой стружки, будут заметны пульсирующие колебания температуры (рис. 41), что подтверждается экспериментально [10, с. 136, рис. 5.16].

Выше была обоснована целесообразность использования математических описаний, полученных для обрабатываемого материала, для расчета температурных полей на передней и задней контактных поверхностях резца. Но так как по обе стороны от плоскости сопряжения стружки с заготовкой находится обрабатываемый материал, обсудим, какие формулы лучше использовать в данном случае.

Из рис. 40 видно, что одной из точек сопряжения стружки с заготовкой является точка O, совпадающая с вершиной острия резца. Физически ясно, что какого-либо скачка температуры в этой точке при рассмотрении резца, стружки или заготовки быть не может. А поскольку построение температурных полей для передней и задней поверхностей

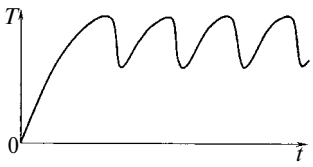


Рис. 41. Изменение температуры T в процессе резания материала с образованием элементной дробленой стружки

резца начинается именно от точки O, то желательно устранить возможный разрыв и в теоретическом решении.

Так как повышение температуры, обусловленное пластической деформацией, принято происходящим равномерно и в стружке, и в заготовке, то использование выражений (319) и (323) является равноценным и приведет к одинаковым результатам. Но повышение температуры, обусловленное разрывом скоростей течения на границе между стружкой и заготовкой, с разных сторон этой границы описывается по-разному: со стороны стружки получено равномерное распределение (254) (В.М.3/11, с. 74), а со стороны заготовки — переменное распределение (248) (В.М.3/11, с. 73). Ясно, что раздельное использование этих распределений приведет к разрыву температур в точке O. Поскольку выражения (248) и (254) являются простыми и дают возможность уточнения теоретического исследования, то для согласования решений на границе между стружкой и заготовкой целесообразно применить метод Х. Блока: использовать с обеих сторон границы одно и то же математическое описание, представляющее собой полусумму выражений (248) и (254):

$$T_{с.з} = \frac{q_4 k_c}{2c\rho v_0\cos\gamma} + \frac{2q_1\sqrt{al_2}}{3\lambda\sqrt{\pi v_0}}\left(\frac{x_1}{l_2}\right)^{\frac{3}{2}}. \qquad (327)$$

С учетом равенств (244), (246) и (257) (В.М.3/11, с. 73 и с. 74) формулу (327) можно переписать в виде:

$$T_{с.з} = q_{с.з}\left[\frac{k_{tс.з}k_c}{2c\rho v_0\cos\gamma} + \frac{4(1-k_{tс.з})\sqrt{h_1}\cos\gamma}{3k_c\sqrt{\pi\lambda c\rho v_0}}\left(\frac{x_1}{h_1}\right)^{\frac{3}{2}}\right]. \qquad (328)$$

Сложив по принципу суперпозиции эту температуру с температурной добавкой (319), обусловленной пластической деформацией, и учтя равенства (257) и (315), найдем общую (т. е. суммарную) температуру на границе между стружкой и заготовкой:

$$T_{с.з.о} = q_{с.з}\left[\frac{k_{tс.з}}{2c\rho v_0\cos\gamma} + \frac{4(1-k_{tс.з})\sqrt{h_1}\cos\gamma}{3k_c\sqrt{\pi\lambda c\rho v_0}}\left(\frac{x_1}{h_1}\right)^{\frac{3}{2}}\right] + \frac{k_{д.с}P_{zд}}{c\rho bh_1}. \qquad (329)$$

Выполним согласование выражения (329) с формулой (265) (В.М.4/11, с. 74), описывающей температурное поле на задней поверхности резца. Ранее была определена температура на острие резца, т. е. при $x_1 = l_2$ (см. В.М.3/11, с. 69, рис. 31), выражением (266) (В.М.4/11, с. 74), учитывающим только температурную составляющую, обусловленную разрывом скоростей. В действительности температура на острие резца будет больше вследствие добавки температуры от пластической деформации. Суммарная температура на острие резца определяется по выражению (329) при

$$x_1 = l_2 = k_c h_1/\cos\gamma \qquad (330)$$

и составляет

$$T_0 = q_{c.з}\left[\frac{k_{tc.з}k_c}{2c\rho v_0\cos\gamma} + \frac{4(1-k_{tc.з})\sqrt{k_c h_1}}{3\sqrt{\pi\lambda c\rho v_0\cos\gamma}}\right] + \frac{k_{д.с}P_{zд}}{c\rho b h_1}. \qquad (331)$$

Поскольку ранее по формуле (265) при $x_1 = l_2$ получалось значение температуры, определяемое равенством (266), а должно получаться значение, определяемое равенством (331), то для обеспечения последнего следует к формуле (265) прибавить разницу выражений (331) и (266), т. е.

$$\Delta T_0 = q_{c.з}\left[\frac{k_{tc.з}k_c}{2c\rho v_0\cos\gamma} + \frac{4(1-k_{tc.з})\sqrt{k_c h_1}}{3\sqrt{\pi\lambda c\rho v_0\cos\gamma}}\right] + \frac{k_{д.с}P_{zд}}{c\rho b h_1} - \frac{4q_1\sqrt{al_2}}{3\lambda\sqrt{\pi v_0}}, \qquad (332)$$

в результате чего с учетом равенств (246) (В.М.3/11, с. 73) и (276) (В.М.4/11, с. 75), получим уточненную формулу, определяющую температурное поле на задней поверхности резца:

$$T_{з.р} = T_0 + \frac{8(1-k_{tc.з})q_{c.з}\sqrt{k_c h_1}}{3\sqrt{\pi\lambda c\rho v_0\cos\gamma}} \times \left\{\left(\frac{x_1}{l_2}\right)^{\frac{3}{2}} - 1 + \left[\frac{k_{tc.з}q_{c.з}}{(1-k_{tc.з})q_{c.з}}\left(1{,}5 + \frac{l_2 - x_1}{l_3}\right) - \frac{x_1}{l_2} - 0{,}5\right]\sqrt{\frac{x_1}{l_2} - 1}\right\}, \qquad (333)$$

где T_0 определяется по формуле (331).

Для окончательного уточнения температурного поля на передней поверхности резца следует к формуле (291) (В.М.4/11, с. 78), описывающей прирост температуры от контактного трения, добавить формулу (331), учитывающую повышение температуры от пластической деформации и разрыва скоростей течения. В результате с учетом равенства (308) и того, что $v_c = v_0/k_c$, получим:

$$T_{с.п} = T_0 + \frac{4k_{tc.п}q_{c.п}\sqrt{k_c l_п}}{\sqrt{\pi\lambda c\rho v_0}}\left(1 - \frac{2}{3}\frac{x}{l_п}\right)\sqrt{\frac{x}{l_п}}. \qquad (334)$$

На практике для измерения температуры наиболее широко используется метод естественной термопары. При этом большинство исследователей сходятся во мнении, что естественная термопара позволяет измерить температуру, среднюю для всей поверхности контакта инструмента со стружкой и заготовкой. Поэтому для наиболее простого сопоставления результатов теоретического расчета с экспериментом надо получить соответствующую формулу. Такое представление о температуре резания согласуется и с нашими исследованиями механики резания, поскольку в них для конкретных расчетов при данной температуре использовалось среднее напряжение текучести σ_{st}, одинаковое для очага пластической деформации, контактирующего с передней поверхностью инструмента, и для площадки контакта заготовки с задней поверхностью инструмента.

С учетом этого температура резания определяется формулой

$$T = (T_{с.п\ ср}l_п + T_{з.р\ ср}l_3)/(l_п + l_3). \qquad (335)$$

Учтя равенства (310) и (334), получим:

$$T_{с.п\ ср} = T_0 + \frac{1{,}6k_{tc.п}q_{c.п}\sqrt{k_c l_п}}{\sqrt{\pi\lambda c\rho v_0}}. \qquad (336)$$

Далее усредним переменные члены выражения, заключенного в фигурных скобках формулы (333).

С учетом равенства (249) (В.М.3/11, с. 73) можно записать:

$$\frac{1}{l_3}\int_{l_2}^{l_2+l_3}\left(\frac{x_1}{l_2}\right)^{\frac{3}{2}}dx_1 = \left.\frac{2l_2}{5l_3}\left(\frac{x_1}{l_2}\right)^{\frac{5}{2}}\right|_{l_2}^{l_2+l_3} = \frac{2l_2}{5l_3}\left[\left(1 + \frac{l_3}{l_2}\right)^{\frac{5}{2}} - 1\right]. \qquad (337)$$

Учтя равенство (270) (В.М.4/11, с. 75), получим:

$$\frac{k_{tc.з}q_{c.з}}{(1-k_{tc.з})q_{c.з}}\frac{1}{l_3} \times \int_{l_2}^{l_2+l_3}\left[\frac{1}{l_3\sqrt{l_2}}(1{,}5l_3 + l_2 - x_1)\sqrt{x_1 - l_2}\right]dx_1 = \frac{3k_{tp.з}q_{p.з}}{5(1-k_{tc.з})q_{c.з}}\sqrt{\frac{l_3}{l_2}}. \qquad (338)$$

Отсюда

$$-\frac{1}{l_3}\int\limits_{l_2}^{l_2+l_3}\frac{x_1+0{,}5l_2}{l_2\sqrt{l_2}}\sqrt{x_1-l_2}\,\mathrm{d}x_1=$$

$$=-\frac{1}{l_3l_2\sqrt{l_2}}\int\limits_{l_2}^{l_2+l_3}(x_1-l_2+1{,}5l_2)\sqrt{x_1-l_2}\,\mathrm{d}x_1=$$

$$=-\frac{1}{l_2l_3\sqrt{l_2}}\left[\frac{2}{5}(x_1-l_2)^{\frac{5}{2}}+1{,}5l_2\frac{2}{3}(x_1-l_2)^{\frac{3}{2}}\right]\Bigg|_{l_2}^{l_2+l_3}=$$

$$=-\sqrt{\frac{l_3}{l_2}}\left(\frac{2}{5}\frac{l_3}{l_2}+1\right). \qquad (339)$$

Таким образом, среднее значение равенства (333) определяется выражением

$$T_{\text{з.р ср}}=T_0+$$

$$+\frac{8(1-k_{t\text{с.з}}q_{\text{с.з}})\sqrt{k_{\text{с}}h_1}}{3\sqrt{\pi\lambda c\rho v_0\cos\gamma}}\left\{\left[\left(1+\frac{l_3}{l_2}\right)^{\frac{5}{2}}-1\right]\frac{2l_2}{5l_3}-\right.$$

$$\left.-1+\left[\frac{3k_{t\text{р.з}}q_{\text{р.з}}}{5(1-k_{t\text{с.з}})q_{\text{с.з}}}-\left(\frac{2l_3}{5l_2}+1\right)\right]\sqrt{\frac{l_3}{l_2}}\right\}. \qquad (340)$$

Подставив равенства (336) и (340) в формулу (335), получим:

$$T=T_0+\frac{\sqrt{k_{\text{с}}}}{(l_{\text{п}}+l_3)\sqrt{\pi\lambda c\rho v_0}}\left\{1{,}6k_{t\text{с.п}}q_{\text{с.п}}l_{\text{п}}\sqrt{l_{\text{п}}}+\right.$$

$$+\frac{8(1-k_{t\text{с.з}})q_{\text{с.з}}l_3\sqrt{h_1}}{3\sqrt{\cos\gamma}}\left\{\left[\left(1+\frac{l_3}{l_2}\right)^{\frac{5}{2}}-1\right]\frac{2l_2}{5l_3}-1+\right.$$

$$\left.\left.+\left[\frac{3k_{t\text{р.з}}q_{\text{р.з}}}{5(1-k_{t\text{с.з}})q_{\text{с.з}}}-\left(\frac{2l_3}{5l_2}+1\right)\right]\sqrt{\frac{l_3}{l_2}}\right\}\right\}=$$

$$=T_0+\frac{\sqrt{k_{\text{с}}}}{(l_{\text{п}}+l_3)\sqrt{\lambda c\rho v_0}}\left\{0{,}903k_{t\text{с.п}}q_{\text{с.п}}l_{\text{п}}\sqrt{l_{\text{п}}}+\right.$$

$$+\frac{0{,}602(1-k_{t\text{с.з}})q_{\text{с.з}}l_3\sqrt{h_1}}{\sqrt{\cos\gamma}}\left\{\left[\left(1+\frac{l_3}{l_2}\right)^{2,5}-1\right]\frac{l_2}{l_3}-\right.$$

$$\left.\left.-2{,}5+\left[\frac{1{,}5k_{t\text{р.з}}q_{\text{р.з}}}{(1-k_{t\text{с.з}})q_{\text{с.з}}}-\left(\frac{l_3}{l_2}+2{,}5\right)\right]\sqrt{\frac{l_3}{l_2}}\right\}\right\}. \qquad (341)$$

С учетом выражений (278), (291) (В.М.4/11, с. 75, 78), (241) (В.М.3/11, с. 73), (306), (314) и (331) видно, что формулу (341), определяющую температуру резания, можно представить в следующем обобщенном виде:

$$T=\sigma_{st}F_t, \qquad (342)$$

где температурный показатель

$$F_t=\frac{0{,}15k_{t\text{с.з}}k_{\text{с}}}{c\rho\cos\gamma}+\frac{0{,}226(1-k_{t\text{с.з}})\sqrt{k_{\text{с}}h_1v_0}}{\sqrt{\lambda c\rho\cos\gamma}}+$$

$$+\frac{1{,}155k_{\text{д.с}}}{c\rho}\left[u\left(1+\mu_1(1-\mathrm{tg}\gamma)+\frac{(0{,}5+\mu)u}{2k_{\text{с}}}\right)\cos\gamma+\right.$$

$$\left.+\frac{k_{\text{с}}h_1}{4b\cos\gamma}\right]+\frac{\sqrt{k_{\text{с}}v_0}}{(l_{\text{п}}+l_3)\sqrt{\lambda c\rho}}\left\{0{,}522\frac{k_{t\text{с.п}}}{k_{\text{с}}}\mu l_{\text{п}}\sqrt{l_{\text{п}}}+\right.$$

$$+\frac{0{,}181(1-k_{t\text{с.з}})l_3\sqrt{h_1}}{\sqrt{\cos\gamma}}\left\{\left[\left(1+\frac{l_3}{l_2}\right)^{2,5}-1\right]\frac{l_2}{l_3}-\right.$$

$$\left.\left.-2{,}5+\left[\frac{2{,}888\mu_2k_{t\text{р.з}}}{1-k_{t\text{с.з}}}-\left(\frac{l_3}{l_2}+2{,}5\right)\right]\sqrt{\frac{l_3}{l_2}}\right\}\right\}. \qquad (343)$$

Полученные выражения позволяют решить анонсированную в начале этого раздела задачу с обратной связью: учесть взаимообратную связь температуры резания с напряжением текучести обрабатываемого материала. Подставив в формулу (342) равенство (297) (В.М.4/11 с. 78), получим уравнение

$$T=\sigma_s\left(1-\frac{T}{2T_{\text{плав}}}\right)F_t, \qquad (344)$$

из решения которого следует:

$$T=\left(\frac{1}{\dfrac{1}{2T_{\text{плав}}}+\dfrac{1}{\sigma_sF_t}}\right). \qquad (345)$$

Из выражения (343) видно, что для расчета температуры резания необходимо знать длину $l_{\text{п}}$ контакта обрабатываемого материала с передней поверхностью резца. Многочисленные экспериментальные исследования показывают [14, с. 64—66], что на длину $l_{\text{п}}$ оказывают сложное влияние различные факторы, такие как толщина срезаемого слоя, скорость и температура резания, передний угол резца. Однако углубленные исследования показывают, что скорость резания и передний угол резца влияют на длину $l_{\text{п}}$ контакта не непосредственно, а в основном через влияние на коэффициент $k_{\text{с}}$ утолщения стружки. Например, при посто-

янной величине k_c сам передний угол резца влияет на длину $l_п$ весьма незначительно [14, с. 66].

Таким образом, основными влияющими на длину $l_п$ контакта параметрами являются толщина h_1 срезаемого слоя и коэффициент k_c утолщения стружки. Согласно работам [15] и [1, с. 69, рис. 45] при $\gamma = 0$

$$l_п = h_1 + l = h_1 + h_2 = h_1(1 + k_c). \qquad (346)$$

С учетом указанного выше и для упрощения температурных расчетов будем считать, что формула (346) справедлива при любых значениях угла γ.

Сделаем одно важное замечание. Поскольку температура резания в большой степени влияет на силу резания, а на эту температуру, в свою очередь, влияет коэффициент k_c утолщения стружки, то это означает, что определение данного коэффициента, выполненное нами в работе [15] только с позиций механики, не является полностью адекватным процессам, происходящим при резании. Строго говоря, при минимизации силы резания с целью определения коэффициента утолщения стружки кроме механических показателей надо учитывать еще и теплофизические. Отсюда следует, что при полном равенстве механических характеристик, но отличии в теплофизических характеристиках (например, тот же самый материал обрабатывается не резцом из стали Р18, а резцом из твердого сплава Т15К6 или алмазным резцом) коэффициент утолщения стружки будет уже иным.

Однако минимизация с одновременным учетом как механических, так и теплофизических параметров является весьма сложной и может быть выполнена только численными методами. Между тем в работах [16—21] путем более тысячи сопоставлений результатов расчета с опытными данными независимых исследователей было показано, что точность чисто механического определения коэффициента k_c утолщения стружки является вполне достаточной для нахождения основных технологических параметров процессов резания. Поэтому считаем, что для решения технологических задач значительное усложнение определения коэффициента k_c утолщения стружки нецелесообразно.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 5. Определение кинематического, напряженного и деформированного состояний обрабатываемой заготовки // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 61—69.

2. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.

3. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 4. Обоснование и общие положения нового метода теоретического исследования процессов резания // Вестник машиностроения. 2008. № 4. С. 69—74.

4. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 7. Математическое описание образования различных видов стружки, пульсации силы резания, а также параметров контакта обработанной поверхности заготовки с задней поверхностью резца // Вестник машиностроения. 2008. № 7. С. 56—61.

5. **Комаров В. А.** Повышение эффективности технологических процессов на основе совершенствования обработки резанием. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 164 с.

6. **Резников А. Н.** Теплофизика резания. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.

7. **Тепловые** явления и обрабатываемость резанием авиационных материалов / А. И. Белоусов, П. И. Бобрик и др. Тр. МАТИ. № 64. М.: Машиностроение, 1966. 179 с.

8. **Резников А. Н., Резников Л. А.** Тепловые процессы в технологических системах. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.

9. **Ковка** и штамповка цветных металлов. Справочник / Н. И. Корнеев, В. М. Аржаков, Б. Г. Бармашенко и др. М.: Машиностроение, 1971. 232 с.

10. **Талантов Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение, 1992. 240 с.

11. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.

12. **Макаров А. Д.** Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976. 278 с.

13. **Щедров В. С.** Температура на скользящем контакте // Трение и износ в машинах: Сб. тр. ИМАШа. М.: АН СССР. 1955. № 10. С. 155—296.

14. **Полетика М. Ф.** Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. М.: Машиностроение, 1969. 148 с.

15. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 6. Определение основных параметров процесса резания // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 64—70.

16. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 8. Методика расчета стружколомов // Вестник машиностроения. 2008. № 8. С. 61—68.

17. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 9. Практические расчеты параметров резания при точении // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 67—76.

18. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 10. Строгание и протягивание // Вестник машиностроения. 2008. № 10. С. 71—73.

19. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 11. Расчет параметров цилиндрического фрезерования // Вестник машиностроения. 2008. № 10. С. 73—79.

20. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 12. Расчет параметров фасонного фрезерования // Вестник машиностроения. 2008. № 11. С. 75—78.

21. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 13. Расчет параметров торцевого фрезерования // Вестник машиностроения. 2008. № 12. С. 65—73.

Новые керамические инструменты как эффективный резерв развития машиностроительных предприятий

Сегодня важно понимать, что конкурентоспособность промышленных предприятий зависит не только от макроэкономических условий. Основой стабильной работы предприятия в условиях стремительного развития технологий могут стать современные научные исследования, внедрение которых может многократно повысить эффективность производства и сократить время адаптации предприятий к быстро меняющимся условиям рынка.

Предлагаем Вашему вниманию новую серию статей в рубрике "Проблемы теории и практики резания материалов", посвященных созданию и эксплуатации керамических инструментов. По мнению редакционной коллегии журнала, статьи, подготовленные доктором технических наук В. В. Кузиным (МГТУ "Станкин"), представляют научный и практический интерес для машиностроительных предприятий.

Вопросы повышения производительности и надежности механической обработки постоянно находятся в центре внимания исследователей. Решение этих задач во многом зависит от создания режущих инструментов нового поколения, способных многократно интенсифицировать процесс обработки. Наиболее перспективными в этом направлении являются керамические инструменты, обладающие уникальным комплексом свойств. Высокая размерная стойкость этих инструментов позволяет выполнять механическую обработку на повышенных режимах с обеспечением требуемой точности. Анализ путей совершенствования керамических инструментов позволяет прогнозировать дальнейшее повышение их прочности и трещиностойкости, что обеспечит им значительное расширение области применения.

Однако на сегодняшний день эффективность керамических инструментов не удовлетворяет современным требованиям производства из-за их низкой надежности и отсутствия научно обоснованных рекомендаций по назначению режимов резания. Поэтому, несмотря на очевидные преимущества керамических инструментов, объем их применения в промышленность крайне низок. В этой связи предлагаемая серия статей является весьма актуальной и своевременной.

В данной серии статей будут приведены результаты комплексных экспериментально-теоретических исследований, полученные в областях теорий резания материалов, упругости, теплопроводности, прочности, разрушения и повреждаемости, которые позволили сделать вывод о возможности целенаправленного изменения свойств основных компонентов керамики и покрытия, а также геометрии инструментов с целью управления их напряжено-деформированным состоянием и эксплуатационными показателями. Результаты исследований, приведенные в статьях, представляют значительный практический интерес, прежде всего, с точки зрения методологического подхода к разработке керамических инструментов для заданных условий эксплуатации. Представляя новую серию статей, надеюсь, что полученные научно-практические результаты исследований помогут российским машиностроительным предприятиям открыть новые резервы для повышения качества выпускаемой продукции.

Гл. редактор А. И. Савкин

УДК 621.922:666.3

В. В. КУЗИН, д-р. техн. наук (МГТУ "Станкин")

Микроструктурная модель керамической режущей пластины

Разработана микроструктурная модель керамической режущей пластины, получена ее расчетная схема для построения математической модели, в которую входят плотность, модуль упругости, коэффициенты теплопроводности, теплоемкости, линейного расширения и Пуансона.

Ключевые слова: керамическая режущая пластина, изнашивание, разрушение, эксплуатационные дефекты, напряжения.

A micro-structural model of the ceramic cutting plate has been developed, and its design scheme for constructing a mathematical model comprising the density, elastic modulus, thermal conductivity, heat capacity, linear expansion, and Poisson coefficients has been obtained.

Keywords: ceramic cutting plate, wear, disruption, operational defects, stresses.

Важным направлением в совершенствовании режущего инструмента из керамики является создание в его структуре барьеров, способных эффективно затормаживать развитие трещин, развивающихся в результате высоких нагрузок при высокоскоростном резании [1, 2]. Одним из решений данной задачи является формирование в керамическом материале напряженного состояния, способного создать в вершине растущей трещины зону сжимающих напряжений [3]. Достигается это путем введения в керамику дисперсных частиц и нитевидных кристаллов или нанесением покрытий на поверхности режущих пластин [4, 5]. Эти структурные компоненты керамики способны при опреде-

ленных условиях сформировать локальные поля сжимающих напряжений, в которых рост трещины прекращается.

Отсутствие методов расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) режущих пластин с учетом неоднородности керамического материала затрудняет реализацию метода [6]. Необходимо определение законов изменения НДС режущих пластин из различных материалов под действием эксплуатационных нагрузок. Для этих целей разрабатывают микроструктурные модели керамической режущей пластины.

Рассмотрим базовые положения в решении поставленной задачи. На НДС керамических режущих пластин при резании оказывают влияние: условия эксплуатации, свойства и структура керамики, параметры пластин.

Условия эксплуатации — вид обработки, тип заготовки, режим резания, обрабатываемый материал, смазочно-охлаждающая жидкость, определяют характер теплового и силового нагружений пластин. Кроме того, в суммарной силовой нагрузке на пластину участвует сила закрепления инструмента. Однако опыт показывает, что напряжения, обусловленные этой силой, не влияют на характер изнашивания и разрушения пластин при эксплуатации, поэтому в анализе не будем ее учитывать.

НДС режущей пластины в большей степени зависит от совокупности свойств керамики, т. е. таких показателей, как модуль упругости, коэффициент Пуассона, температурный коэффициент линейного расширения, коэффициенты теплопроводности и удельной теплоемкости. При этом все компоненты керамики, характеризующиеся собственными свойствами, в свою очередь влияют на локальные поля микронапряжений, которые также определяют НДС пластины. Степень этого влияния зависит от совокупности свойств основных компонентов керамики. Неблагоприятное сочетание показателей может стать причиной появления в режущей пластине областей высоких локальных напряжений.

НДС режущих пластин зависит от структуры керамики, т. е. от таких показателей, как форма и размеры зерен, толщина межзеренной фазы, состояние границ между компонентами керамики, дефектность керамики. Структурные дефекты керамического материала являются концентраторами напряжений, которые нередко приводят к разрушению керамических пластин. Покрытие рабочих поверхностей керамической пластины определяет НДС поверхностного слоя пластины, следовательно, необходимо учитывать и свойства покрытия.

Геометрические параметры режущих пластин также оказывают некоторое влияние на НДС инструмента. Однако это не распространяется на микронапряжения. А микрогеометрия пластин определяет напряженное состояние поверхностного слоя, но при построении микроструктурной модели это влияние целесообразно учитывать в виде набора дефектов структуры.

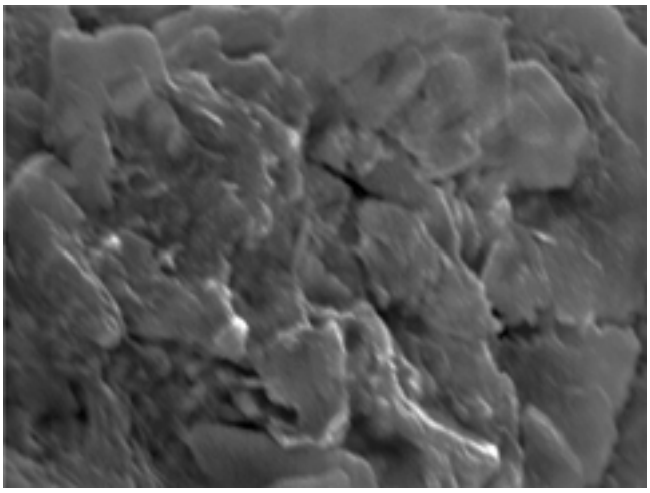


Рис. 1. Эксплуатационные дефекты в режущей керамической пластине

Изнашивание режущих пластин зависит и от накопления в керамике эксплуатационных дефектов (рис. 1) в виде несплошностей [7]. Места накопления эксплуатационных дефектов, а также характер и направления развития трещин зависят от микронапряжений. Эксплуатационные дефекты в поверхностном слое пластин под действием эксплуатационных нагрузок приводят к зарождению подповерхностных трещин, в результате чего происходят микросколы на поверхности пластин, которые со временем изменяют рельеф контактных площадок режущего инструмента. Эксплуатационные дефекты в объеме пластины накапливаются длительное время. Их появление обусловлено дефектами керамического материала, которые являются концентраторами напряжений, приводящими к появлению, как правило, нескольких трещин, в последствии соединяющихся в магистральную трещину, что может стать причиной разрушения режущей пластины.

Для повышения ресурса обрабатывающего инструмента разрабатываются способы, направленные на создание барьеров на пути стабильно растущей трещины [8]. Эффективность барьеров, формируемых в системе "матрица—упрочняющая фаза", зависит от эксплуатационных нагрузок, свойств компонентов, дефектности керамики. Так, при чистовой и получистовой обработке барьеры в инструментальной керамике весьма эффективны, так как останавливают рост трещин. Однако при черновой обработке они малоэффективны. Независимо от эффективности барьеров даже в случае полной остановки роста трещины снижается прочность керамических режущих пластин. Существенным недостатком этого метода является то, что барьеры не предотвращают появления эксплуатационных дефектов, порождающих трещины в ке-

рамическом материале. Поэтому возникает необходимость в создании условий, препятствующих появлению и накоплению эксплуатационных дефектов.

Предлагается минимизация микронапряжений в нагруженных режущих пластинах, направленная на предотвращение зарождения трещин, увеличение времени бездефектной работы, снижение интенсивности изнашивания и вероятности разрушения керамических режущих пластин. Реализация данного метода базируется на целевом выборе основных компонентов керамики и покрытия для конкретных условий эксплуатации. Эта задача решается в такой последовательности: 1) разработка метода расчета НДС керамической режущей пластины; 2) создание базы данных о влиянии различных факторов на НДС керамического материала при разных внешних нагрузках; 3) разработка механизма управления НДС керамических режущих пластин, связывающего в единый комплекс этапы (разработка, изготовление, эксплуатация) их жизненного цикла.

Для этих целей необходима математическая модель НДС керамических режущих пластин, учитывающая неоднородность керамики, свойств основных ее компонентов, покрытия и обрабатываемого материала. Для решения этой задачи целесообразно использовать метод конечных элементов (МКЭ) [9], преимущества которого заключаются в получении полной картины НДС для сложных конструкций, высокой точности и рациональном представлении результатов, в том числе графическом.

В работе [10] для расчета напряженного состояния керамического образца уже использовали МКЭ, однако модель материала была представлена в виде плоской конечно-элементной сетки, каждый элемент которой являлся зерном основного материала, частицей легирующего компонента и порой. Такое представление структуры керамического материала является слишком упрощенным. В настоящей работе микроструктурную модель керамической пластины будем представлять в виде комбинации элементарных фрагментов, для которых будут построены соответствующие математические модели с учетом реальных условий работы керамической режущей пластины.

При изучении НДС необходимо выбрать уровень исследования объекта, т. е. что будем рассматривать — макроструктуру (конфигурация объекта), микроструктуру (зерна, кристаллы, фазы, их прослойки, поры, трещины) или субструктуру (кристаллические блоки, зародыши фаз, несплошности) пластины. Если принять для исследований макроструктуру, то необходимо допущение: керамика — однородный материал с определенными свойствами, что значительно упрощает модель пластины и процесс моделирования ее НДС, однако информативность исследований будет недостаточной. Исследование микроструктуры позволяет учитывать в расчетах влияние структурного фактора, но построение математической модели вызывает определенные трудности. При исследовании субструктур, как правило материалов, рассматривают процессы зарождения и начальные этапы развития трещины с использованием дислокационных механизмов. Очевидно, что такая детализация структуры керамики для изучения НДС режущих пластин нецелесообразна. Поэтому будем исследовать микроструктуру. Это позволит определить температуры, деформации, напряжения как в основных компонентах керамики, так и на их границах.

Для адекватного описания структуры керамики будем использовать несколько подходов, один из которых основан на выделении фрагмента керамического материала, состоящего из основных компонентов [3], что удобно для математических расчетов.

Исследования инструментальных керамик с использованием электронно-сканирующего микроскопа показали, что они имеют близкие структуры, которые в общем случае состоят из случайно распределенных зерен *1* основной и упрочняющей фаз и межзеренной фазы *2* (рис. 2, *а*), т. е. представляют собой набор плотно упакованных зерен (основная и упрочняющая фазы) произвольной формы, между которыми достаточно равномерно распределена межзеренная фаза. В реальной структуре имеются поры и трещины, что значительно усложняет построение математической модели НДС хрупких тел. Поэтому принимаем допущения: режущая пластина выполнена из бездефектной керамики; поры и трещины не являются компонентом ее структуры.

С учетом принятых допущений и формы режущей пластины фрагмент включат в себя следующие основные компоненты: зерно *1* основной или упрочняющей фазы; межзеренную фазу *2*, матрицу *3* (см. рис. 2, *а*). При этом рассматривается наименее закрепленное зерно, т. е. "крайнее", которое заделано в керамическую матрицу через прослойку межзеренной фазы, равномерно распределенную по внешнему контуру зерна. Керамическая матрица при этом сформирована ее основной фазой. Исследования показали, что в качестве эквивалентной конфигурации зерен основной и упрочняющей фаз можно принять эллипсоид. Правомерность этого положения косвенно подтверждает тот факт, что керамические материалы с высоким коэффициентом K_{1c} интенсивности напряжений содержат большое число вытянутых зерен.

Важным направлением в совершенствовании керамических режущих пластин является нанесение покрытий на их рабочие поверхности [11, 12]. Для формализации структур керамической пластины с покрытием (рис. 2, *б*) принято, что она включает в себя слой, равномерно покрывающий поверхность всей режущей пластины. В рассматриваемом фрагменте керамической режущей пластины

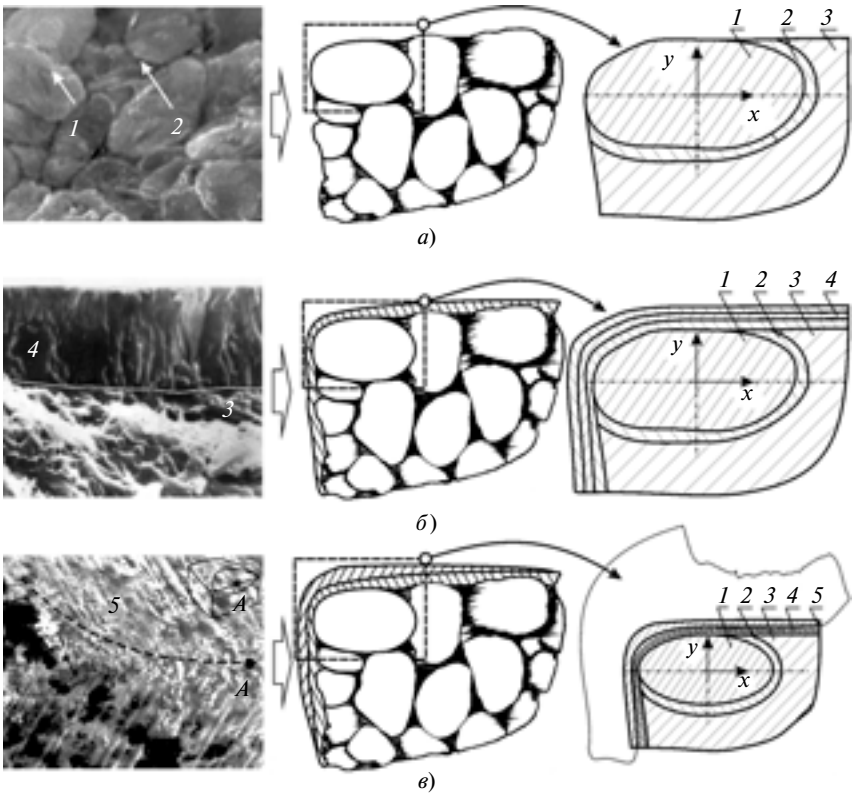


Рис. 2. Фрагменты керамических режущих пластин:
а — без покрытия; *б* — с покрытием; *в* — с покрытием и слоем обрабатываемого материала

покрытие представлено в виде нескольких слоев *4*, непосредственно примыкающих к зерну *1* основной или упрочняющей фазы, межзеренной фазе *2* и матрице *3*.

В процессе эксплуатации режущих пластин на их рабочих поверхностях образуются налипы обрабатываемого материала (рис. 2, *в*). В результате плотного контакта режущей пластины с обрабатываемым материалом, свойства которого существенно отличаются от свойств керамики, в поверхностном слое режущих пластин могут формироваться локальные напряжения. Это учитывается введением в микроструктурную модель керамической режущей пластины слоя обрабатываемого материала, который равномерно распределен по покрытию. В фрагменте керамической пластины (см. рис. 2, *в*) обрабатываемый материал представлен в виде одного слоя *5*, который непосредственно примыкает к верхнему слою *4* покрытия.

Таким образом, модель микроструктуры керамической режущей пластины учитывает неоднородность керамических материалов (рис. 3, *а*). Единичное зерно *1* эллипсоидной формы (основной или упрочняющей фазы) заделано посредством равномерного слоя *2* межзеренной фазы в керамическую матрицу *3*. На внешних поверхностях зерна, межзеренной фазы и матрицы последовательно расположены слои покрытия *4* и слой обрабатываемого материала *5*, причем протяженность последнего ограничивается длиной контактных площадок на передней и задней поверхностях режущих пластин.

Введем в микроструктурную модель керамической режущей пластины эксплуатационные нагрузки. В соответствии с физикой резания на переднюю и заднюю поверхности пластины воздействуют силовые и тепловые нагрузки: на заднюю поверхность режущей пластины — распределенные по контактной площадке длиной $L_з$ силы p_1 и тепловые потоки Q_1 (рис. 3, *б*), на переднюю поверхность — распределенные по контактной площадке длиной $L_п$ силы p_2 и тепловые потоки Q_2. Ударные нагрузки процесса резания на контактных поверхностях будем учитывать сосредоточенными силами F_i, которые могут быть приложены под углами β_i к оси y в любой точке на поверхности режущей пластины.

В построении микроструктурной модели керамической пластины отметим следующее.

1. Правомерность замены ударной нагрузки на сосредоточенные силы подтверждено результатами исследований очагов разрушения в режущих пластинах из различных керамических материалов, полученных от падающего шарика и вдавливаемого индентора. Их идентичность проявляется в образовании дуговых трещин, развитие которых при-

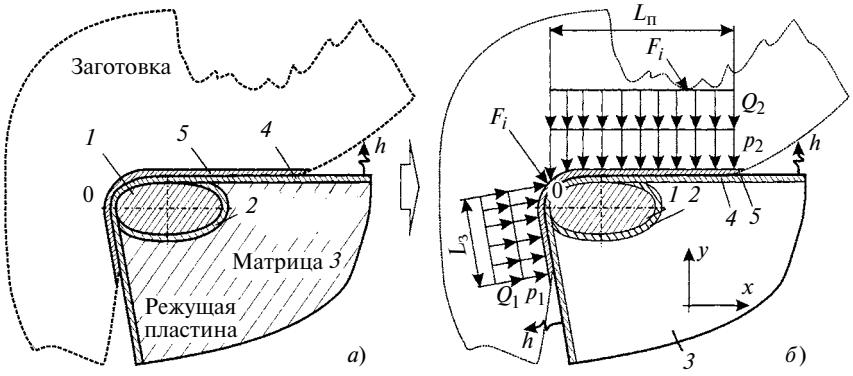


Рис. 3. Микроструктурная модель (*а*) керамической режущей пластины и схема сил взаимодействия ее составляющих (*б*)

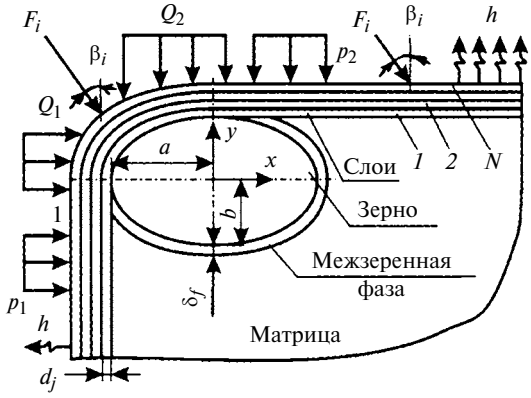


Рис. 4. Расчетная схема для математической модели керамической режущей пластины

водит к формированию кольцевых трещин с последующим сколом локальных объемов поверхностного слоя.

2. Допущение о постоянстве распределенных сил p_1 и p_2 и тепловых потоков Q_1 и Q_2, воздействующих на переднюю и заднюю поверхности пластины, объясняется масштабным фактором. Так, средний размер зерна в инструментальной керамике не превышает 10 мкм, что позволяет считать нагрузку, действующую на участке длиной 20÷25 мкм, постоянной.

3. Микроструктурную модель керамической пластины можно упростить или усложнить. Например, возможно изъять из модели слои покрытия или обрабатываемого материала. В этом случае эксплуатационные нагрузки будут приложены непосредственно к керамическому материалу. Усложнять модель можно в следующих направлениях: ввести второе зерно; представить межзеренную фазу в виде нескольких слоев.

На основе микроструктурной модели керамической режущей пластины разработана расчетная схема (рис. 4) для построения математической модели, которая включает в себя единичное зерно эллипсоидной формы с полудиаметрами a и b, которое заделано в матрицу посредством межзеренной фазы толщиной δ_f. На свободных поверхностях зерна, матрицы и межзеренной фазы расположены N слоев толщиной d_j, $j = 1, 2, ..., N$. На внешний контур N-го слоя в произвольных точках действуют сосредоточенные силы F_i, направленные под углами β_i к оси y, распределенные силы p_1 и p_2 и тепловые потоки Q_1 и Q_2. В расчетах учитываются конвективные тепловые потери с коэффициентами теплообмена h_j, $j = 1, 2, ..., N$ на свободных от теплового потока частях контура слоев.

Размеры зерна и толщина покрытия в расчетной схеме задаются на основании результатов металлографических исследований. Все составляющие расчетной схемы характеризуются плотностью, модулем упругости, а также коэффициентами теплопроводности, теплоемкости, линейного расширения и Пуассона.

Таким образом, представление керамической режущей пластины в виде непрерывно повторяющихся элементарных фрагментов позволило разработать микроструктурную модель для исследования НДС с учетом неоднородности керамических материалов. Расчетная схема для построения математической модели керамической режущей пластины получена на основе ее микроструктурной модели, все составляющие которой характеризуются плотностью, модулем упругости, коэффициентами теплопроводности, теплоемкости, линейного расширения и Пуассона.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кузин В. В.** Инструменты с керамическими режущими пластинами. М.: М.:Янус-К. 2006. 160 с.

2. **Гнесин Г. Г.** Основные направления исследований и разработок неоксидных керамических материалов // Огнеупоры и техническая керамика. 2000. № 5. С. 2—7.

3. **Эванс А. Г., Лэнгдон Т. Г.** Конструкционная керамика: Пер. с англ. М.: Металлургия. 1980. 256 с.

4. **Красулин Ю. Л., Баринов С. М., Иванов В. С.** Структура и разрушение материалов из порошков тугоплавких соединений. М.: Наука, 1985.]49 с.

5. **Григорьев С. Н., Волосова М. А.** Технология комбинированного поверхностного упрочнения режущего инструмента из оксидно-карбидной керамики // Вестник машиностроения. 2006. № 9. С. 32—36.

6. **Кузин В. В.** Эффективное применение высокоплотной керамики для изготовления режущих и деформирующих инструментов // Новые огнеупоры. 2010. № 12. С. 13—19.

7. **Особенности** изнашивания и разрушения керамических режущих пластин / В. В. Кузин, В. Н. Аникин, С. Ю. Федоров и др. // Вестник машиностроения. 2010. № 11. С. 50—56.

8. **Прикладные** вопросы вязкости разрушения / Пер. с англ. под ред. Б. А. Дроздовского, Я. Б. Фридмана. М.: Мир, 1968. 552 с.

9. **Хечумов Р. А., Кепплер Х., Прокопьев В. И.** Применение метода конечных элементов к расчету конструкций. М.: АСВ, 1994. 353 с.

10. **Численная** модель циклической долговечности порошкового структурно неоднородного материала / А. Н. Анциферов, Ю. В. Соколкин, А. А. Чекалкин и др. // Порошковая металлургия. 1994. № 5/6. С. 112—118.

11. **Григорьев С. Н., Волосова М. А., Боровский В. Г.** Технологическое обеспечение качества поверхностного слоя керамического инструмента для повышения его работоспособности при обработке закаленных сталей // Станки и инструмент. 2005. № 9. С. 14—19.

12. **Волосова М. А., Григорьев С. Н.** Технологические принципы осаждения износостойких нанопокрытий для применения в инструментальном производстве // Упрочняющие технологии и покрытия. 2010. № 6. С. 37—42.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 621:658.11

С. А. МЕДЕНКОВ, канд. техн. наук (ОАО "Ашасветотехника", г. Аша Челябинской обл.), e-mail: ileko-nord@mail.ru

О некоторых положительных аспектах влияния мирового финансового кризиса на развитие черной металлургии и машиностроения России

Рассмотрены возможности реализации стратегических направлений развития российских металлургических и машиностроительных предприятий в условиях мирового экономического кризиса.

Ключевые слова: мировой финансовый кризис, предприятия, металлопродукция, производство, потребление.

The possibilities of realization of the strategic directions of development of Russian metallurgical and engineering enterprises in the conditions of global economic crisis have been considered.

Keywords: global financial crisis, enterprises, metal products, production, consumption.

Неограниченные потребности общества и редкие ресурсы [1] — два основополагающих принципа, все настойчивее определяющих отношения в российской экономике и влияющих на соответствующие им тенденции ее развития. Одним из главных результатов действия этих тенденций и одновременно условием эффективной деятельности предприятия является производство пользующейся спросом продукции с минимально возможными издержками. Это позволяет достичь двойного положительного эффекта: и для самого предприятия, и для общества. Предприятие может повысить конкурентоспособность своих изделий в результате возможного снижения цены и увеличения объемов реализации, а экономика и ее субъекты (потребители продукции) получают экономию редких ресурсов, более дешевые товары и возможность снижения издержек при использовании этих товаров для осуществления дальнейшего производства. Как положительное явление следует отметить влияние некоторых из этих тенденций на деятельность предприятий черной металлургии и машиностроения России.

Мировой финансовый кризис 2009—2010 гг. наряду с общеизвестными негативными явлениями способствовал созданию благоприятных условий для развития предприятий черной металлургии России, что позволило ей выйти на третье место в мире по объемам производства продукции [2] и заставило российских металлургов обратить внимание на внутренний рынок. Пока еще сохраняющаяся высокая эластичность соотношения заработной платы и цены выпускаемой продукции привела с началом кризиса в России к значительному снижению цен на металлопродукцию российских производителей в основном за счет снижения уровня и сокращения фондов заработной платы [3]. В экономиках развитых стран такой эластичности не наблюдается уже более полувека, и цены на товары снижаются под влиянием совершенно иных факторов, которые не работают в условиях кризиса спроса [1]. В результате продукция российских предприятий черной металлургии и машиностроения получила ценовое преимущество перед аналогичной продукцией зарубежных производителей. Однако в России на фоне общего снижения объемов производства, сальдированной доналоговой прибыли крупных и средних предприятий и организаций, сократившейся в 2009 г. в 1,4 раза по сравнению с 2008 г., и увеличения доли убыточных организаций металлурги и машиностроители использовали полученное ценовое преимущество для продвижения своей продукции на совершенно разные рынки [3].

Так, предприятия черной металлургии увеличили в основном долю экспортной продукции даже при падении цен на металлургическую продукцию на мировом рынке [3], а предприятия машиностроения обратили внимание на металлопродукцию российских производителей, исходя не столько из

цены, сколько из возможности ведения диалога с металлургами по вопросам требуемого качества продукции. В связи с этим появился дополнительный взаимный экономический интерес к расширению сотрудничества между предприятиями, поставляющими металлопродукцию, в том числе и заготовки, для предприятий машиностроительного комплекса страны, и ее потребителями.

Необходимо отметить экономические аспекты такого расширяющегося сотрудничества. Основным положительным моментом для российской экономики и отечественных металлопроизводителей стала возможность увеличения объемов производства продукции, появления дополнительных постоянных клиентов и увеличение доли потребителей на внутреннем рынке. Правда, для этого необходимо повысить качество отечественного металла до качества металла, выпускаемого зарубежными металлургами, так как наиболее успешно работающие машиностроительные российские предприятия предпочитают приобретать более дорогой, но и более качественный импортный металл. Получать бóльшую экономическую выгоду появилась возможность у организаций, торгующих металлопродукцией и, как бы это ни казалось странным, у машиностроительных предприятий, использующих покупные металлоизделия. Первые получают возможность расширения своего ассортимента, расширения клиентской базы и повышения доходов от увеличения объемов реализации продукции при повышении уровня специализации оказываемых услуг.

В экономически развитых странах на сегодняшний день эта тенденция перестала быть актуальной, так как стала общепризнанной и реализуемой не только в этих странах, но и в масштабах мировой экономики благодаря снижению издержек на производство единицы готовой продукции и возможности ее экспорта [4]. Вторые получают условия для снижения издержек на производство своей продукции при использовании металлоизделий и заготовок, приобретенных у специализированных организаций, за счет уменьшения расходов на их приобретение по сравнению с издержками на их самостоятельное производство с применением устаревших технологий и оборудования.

Для российских поставщиков металлопродукции тенденция развития специализированных предприятий стала давно актуальной, особенно на фоне экспортных поставок зарубежными специализированными фирмами (например Hasco, DME, Fodesco, китайскими фирмами) инструментальных сталей и элементов технологической оснастки из них для российских машиностроительных предприятий. Но несмотря на острую долговременную актуальность эта тенденция получила возможность существенного развития применительно к российским предприятиям именно в условиях кризиса (благодаря упомянутому ценовому конкурентному преимуществу и территориальной приближенности к потребителям). Тем не менее, для реализации выгодной для российской экономики тенденции требуется осознание этих, в первую очередь экономических, преимуществ машиностроителями, использующими в своем производстве такую металлопродукцию и металлоизделия. Помимо снижения издержек за счет снижения расходов потребители продукции специализированных предприятий получают и другие экономические выгоды. Речь идет об уменьшении необходимых для производства оборотных средств, снижении вынужденных запасов вследствие больших объемов минимальных разовых партий металлопродукции, отпускаемых металлургическими заводами-производителями, и о высвобождении оборотного капитала. При этом необходимо отметить еще один положительный аспект, очень важный, прежде всего, для покупателей продукции специализированных предприятий, — стандартизованные элементы технологической оснастки. Это значительно сокращает сроки получения готовых стандартизованных элементов технологической оснастки машиностроительными предприятиями, что крайне необходимо в условиях рыночных отношений для своевременного выхода на рынок с новыми изделиями и дает дополнительное неоспоримое конкурентное преимущество этим предприятиям. Специализированные производители стандартизованных изделий помимо постоянной клиентской базы получают возможность увеличения объемов производства за счет увеличения степени загрузки оборудования, повышения ритмичности производства при использовании более долговременного планирования и возможности работать на склад и, как следствие, повышения производительности труда и снижения удельных издержек производимой продукции.

Безусловно, реализация благоприятных для развития условий возможна только при их глубоком осознании экономическими субъектами, а также при наличии желания к долговременному взаимовыгодному сотрудничеству и надежных устойчиво работающих на рынке партнеров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Макконнелл К., Кэмпбелл Р., Брю Стенли Л.** Экономика. В 2 кн. М.: Республика, 1995. Кн. 2. 636 с.
2. **http://www.abird.ru/articles/financial_crisis**
3. **http://crisis-huisis.ru/news/list/21.html**
4. **Шепеленко Г. И.** Экономика, организация и планирование производства на предприятии: учеб. пособие М.: ИКЦ "МарТ"; Ростов н/д: Издательский центр "МарТ", 2003. 592 с.

УДК 330.3

В. М. СИДОРОВ (ОАО "НПО измерительной техники"), e-mail: notorioussvm@y andex. ru

Повышение производительности оборудования — путь к устойчивому развитию предприятия

Предложен путь совершенствования работы предприятия на основе оптимизации ремонтных циклов и обновления технической базы по принципу суммирующего эффекта — синергии.

Ключевые слова: предприятие, производительность, оптимизация, эффективность, устойчивость, синергия.

The ways of upgrading of the enterprise work on the basis of optimization of the repair cycles and renovation of technical base on the summing effect principle (synergy) has been proposed.

Keywords: enterprise, productivity, optimization, efficiency, steadiness, synergy.

Известно, что основной проблемой российской экономики является недостаточная конкурентоспособность выпускаемой продукции. В первую очередь это обусловлено низкой производительностью труда, напрямую связанной с технической производственной базой, т. е. с ее недостаточной оснащенностью.

В программе антикризисных мер Правительства Российской Федерации указывались приоритеты, в том числе повышение производительности труда путем сокращения неэффективного использования трудовых ресурсов на основе совершенствования производственной базы, обеспечивая при этом трудоустройство высвобождаемых работников [1]. В ходе выполнения антикризисной программы была внесена корректировка в сторону смещения акцентов на формирование нового промышленного потенциала, модернизацию и инновации, что должно за два-три года компенсировать отставание по модернизации [2].

Главным фактором повышения эффективности использования основных производственных фондов является их обновление и техническое совершенствование. Использование достижений научно-технического прогресса повышает уровень механизации и автоматизации производства, повышает производительность труда, безопасность производства и способствует сокращению материальных затрат.

Одно из направлений улучшения работы предприятия — увеличение времени работы оборудования. Основными причинами простоев оборудования являются ремонт, сбои в организации производства, связанные с отсутствием материала, инструмента и т. п., а также нерациональное планирование переналадок [3].

Пути совершенствования работы предприятия:

1) совершенствование средств труда:

техническое перевооружение на базе комплексной автоматизации и гибких производственных систем;

замена устаревшей техники, модернизация оборудования;

ликвидация узких мест и диспропорций производственных мощностей;

механизация вспомогательных и обслуживающих производств;

внедрение прогрессивной технологии спецоснастки;

развитие изобретательства и рационализации;

2) увеличение времени работы машин и оборудования:

ликвидация бездействующего оборудования (продажа, сдача в аренду, лизинг);

сокращение времени ремонта;

уменьшение простоев;

3) улучшение организации и управления производством:

ускоренный выход на проектную мощность новых производственных систем;

внедрение научной организации труда и производства;

улучшение обеспечения материально-техническими ресурсами;

использование ЭВМ;

материальное стимулирование персонала [4].

Рассмотрим концепцию обновления технической базы — техническое совершенствование средств труда. Бесперебойное функционирование в значительной степени зависит от спроса на его продукцию. Однако переход отечественного машиностроения к конкурентному рынку происходит на фоне катастрофического старения производственного потенциала — технологий и средств производства. Так, около 75 % оборудования на предприятиях машиностроения эксплуатируется уже более 25 лет, что превышает нормативный срок службы при установленной норме амортизации на реновацию в 15 %.

Изношенный парк оборудования и устаревшие технологии ведут к росту затрат на производство и снижению качества продукции. В свою очередь, конкурентоспособность товара на рынке определяется, прежде всего, качеством и ценой.

Предлагаемая методика обновления производственного потенциала состоит из двух этапов.

1. *Оптимизация технологического парка машин.* Со спадом и изменением структуры спроса на продукцию часть оборудования предприятия может не использоваться. Если есть оборудование, исчерпавшее свой ресурс, его списание уже несколько улучшит возрастную структуру активной части основных производственных фондов (ОПФ), снизит налоговую нагрузку (налог на имущество) и затраты на содержание парка станков.

2. *Определение объема финансирования.* В первую очередь при минимальном финансировании обновлению подлежит оборудование, замена которого позволит внедрить новые технологии, что обеспечит предприятию потенциал на долгосрочную перспективу. А высокий технический уровень производства повысит конкурентоспособность выпускаемых изделий. Для этого необходимо планируемое периодическое обновление продукции.

Предприятие следует оснащать оборудованием, которое позволит при минимальных дополнительных затратах изменять номенклатуру выпускаемой продукции, т. е. универсальным оборудованием, гибкими автоматизированными комплексами с гибкими системами управления. При этом необходимо ориентироваться на широкую специализацию и высокую квалификацию кадров.

Переход к широкой специализации обусловливает частое обновление производственных ресурсов: технологии, оборудования, оснастки, инструмента, сырья и материалов.

Особую роль в повышении технического уровня производства занимают техническое перевооружение и реконструкция предприятий, которые связаны с темпами физического и морального изнашивания оборудования, изменением номенклатуры продукции и используемой технологии. Перевооружение, реконструкции и капитальные ремонты имеют цикличный характер. Увеличение времени перевооружения снижает капитальные затраты, однако при этом увеличиваются затраты на ремонт и техническое обслуживание оборудования.

Оптимизация данных процессов предполагает, с одной стороны, приобретение нового оборудования и технологий, с другой стороны, минимизацию затрат и повышение рентабельности производства.

Как правило, предприятие одновременно выпускает несколько товаров, используя разные технологии. При этом разные единицы оборудования находятся на разных этапах жизненного цикла, что требует обеспечения гибкости производства.

Цикличность перевооружений (реконструкций) зависит от спроса, уровня технологий, жизненного цикла изделия. Этими факторами определяется характер производства: стабильный, универсальный, гибкий. Производство хлеба имеет стабильный характер (рис. 1, *а*), так как практически не меняются

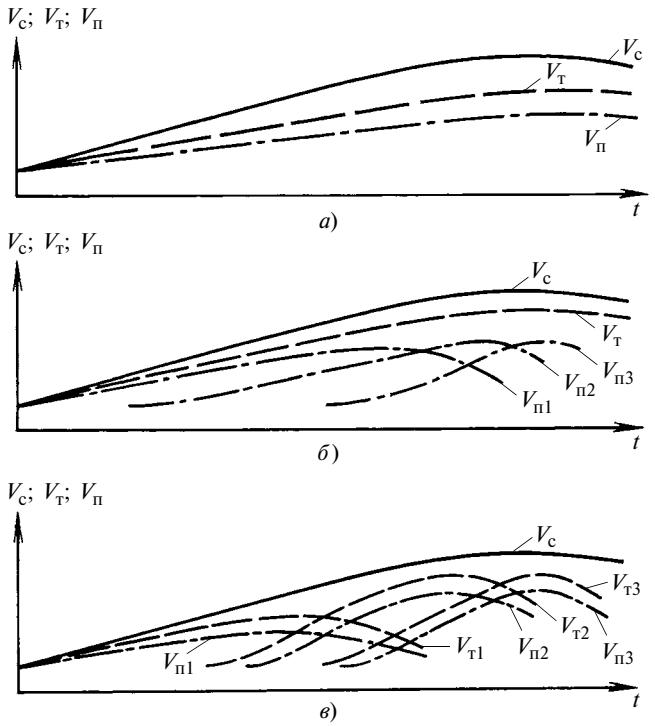


Рис. 1. Изменение объемов спроса ($V_с$), совершенствование технологии ($V_т$) и выпуска продукции ($V_п$) в зависимости от характера производства:
а — статический; *б* — универсальный; *в* — гибкий

спрос, технология и сам продукт. Производство телевизоров можно считать универсальным (рис. 1, *б*), так как при постоянстве спроса изменяются технология (например, сборки) и сам товар (ламповые телевизоры, транзисторные, электронные и т. д.). Предприятия, выпускающие шины, относятся к предприятиям гибкого производства (рис. 1, *в*) — в течение года меняются спрос, технология и сам продукт [4].

Для обеспечения рентабельности предприятия нередко требуется выпуск новой продукции. При этом желательно осуществлять этот переход с наименьшими потерями. Стабилизацию производства в переходный период можно обеспечить двумя способами: постепенным накоплением продукции на складе для компенсации потерь при временном свертывании производства (рис. 2, *а*); быстрым свертыванием производства старой продукции и проведением реструктуризации, направленной на выпуск новой продукции улучшенного качества и полностью удовлетворяющей потребности потребителей (рис. 2, *б*). Первый способ обеспечивает стабильность рынка продаж и используется для минимизации потерь.

Резкое свертывание производства старой продукции без ее накопления и переход на выпуск новой позволяет выйти на более высокий уровень производства, но с запланированными временны́ми потерями.

Как правило, на предприятии выпускается не один продукт, при этом важен потенциал не отдельного ресурса (научного, технического, кадрового, материально-энергетического), а их совокупность. При этом возможны три варианта совместного использования разных ресурсов:

ресурсы совместимы и их общий потенциал приблизительно равен сумме их потенциалов (рис. 3);

при совместном использовании ресурсов происходит или повышение потенциалов на 50÷60 % (рис. 4), или уменьшение, т. е. имеет место *эффект эмерджентности* (рис. 5);

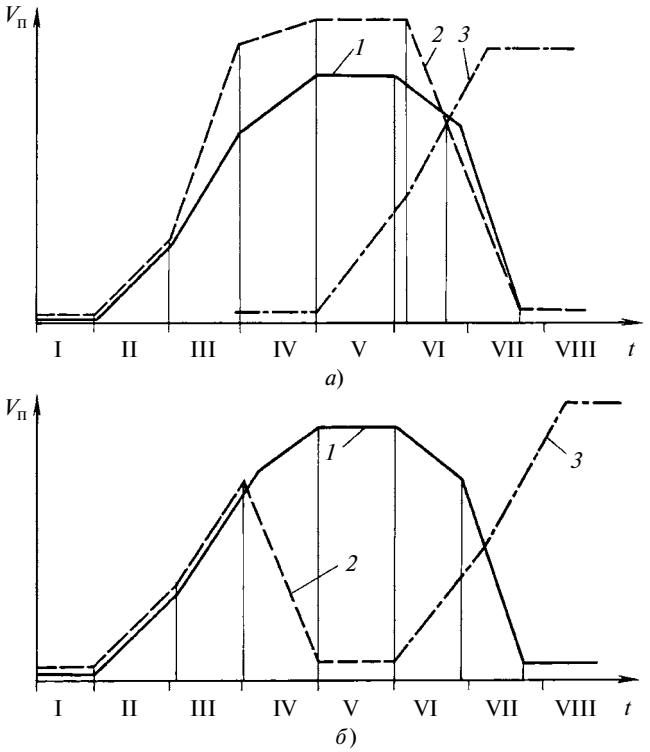


Рис. 2. Графики выпуска (объемы $V_п$) при стабилизации производства путем постепенного накопления на складе (*а*) и быстрого свертывания (*б*) выпускаемой продукции:
1 — запланированный; *2* — скорректированный; *3* — для нового продукта; I—VIII — этапы выпуска

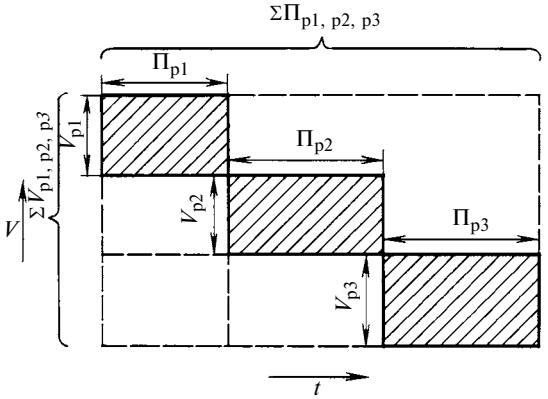


Рис. 3. Схема формирования общего потенциала предприятия при совместимых ресурсах

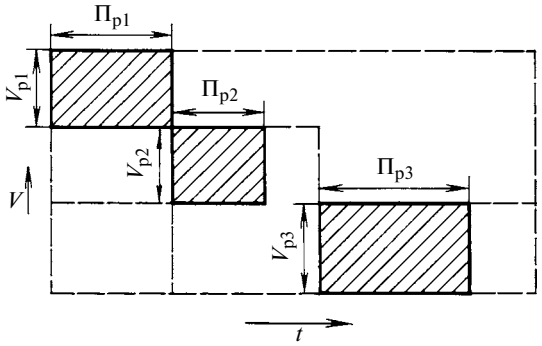


Рис. 4. Схема совместного использования ресурсов, повышающая каждый потенциал в отдельности на 50÷60 %

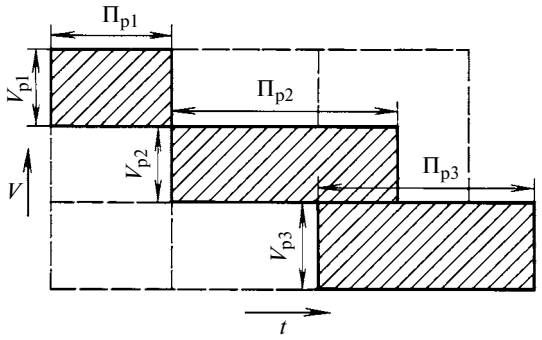


Рис. 5. Схема совместного использования ресурсов, уменьшающая потенциалы

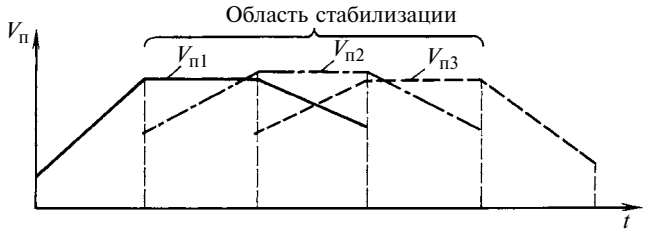


Рис. 6. Графики выпуска продукции по принципу стабилизации

совместно используемые ресурсы повышают (или ослабляют) потенциал друг друга в 2 и более раз, т. е. имеет место *эффект синергии*.

Для повышения рентабельности предприятия необходимо добиться положительного эффекта синергии, т. е. повышения отдельных потенциалов предприятия в 2 раза и более на основных этапах выпуска продукции в целом. Развитие предприятия должно опираться на принципы инерционности и стабилизации.

Принцип инерционности подразумевает следующее: изменение потенциала производственной системы должно начинаться спустя некоторое время после начала функционирования новых ресурсов и заканчиваться, когда новый ресурс достигнет проектной мощности; функционирование нового

УДК 621.9.014

Н. Д. ФЕОФИЛОВ, д-р техн. наук (Тульский ГУ), В. Н. СКРЯБИН (Тульский ГТК),
А. В. МАЦКЕВИЧ (Тульский ГУ), e-mail: alekseymatskevih@bk.ru

Технико-экономические аспекты процесса зубофрезерования цилиндрических колес

Показано, что производительность станка и стоимость операции при зубофрезеровании зависит от конструкции инструмента, его наладок и режимом эксплуатации, при этом основным фактором является стойкость инструмента.

Ключевые слова: зубофрезерование, производительность, передвижка подналадка, режим резания, стоимость операции.

It is shown that the machine-tool performance and the operation cost at the gear milling depend on the tool's design, setting-up of the machine-tool and the operative conditions, while main factor is the tool life.

Keywords: gear milling, performance, moving, addition tooling, cutting conditions, operation cost.

Производительность производственного участка — нормируемая величина, определяемая программой выпуска зубчатых деталей и стойкостью инструментов. При проектировании операции, в частности зубонарезания, может разрабатываться новый способ обработки или совершенствоваться уже используемый на основе анализа факторов, оказывающих влияние на производительность оборудования. Однако при этом часто не указываются конкретные цели при решении данной задачи. На практике же решаются следующие задачи:

1) использование минимального числа оборудования для обработки закрепленной за ним номенклатуры изделий;

2) обеспечение регламентированной замены инструментов через промежутки времени, кратные, например, рабочей смене;

3) согласование такта работы зубообрабатывающего станка со станками как поставляющими заготовки на операцию зубообработки, так и станками, осуществляющими дальнейшую обработку деталей.

Недооценка вышеперечисленных задач при проектировании операции зубофрезерования и пренебрежение факторами производственной среды приводят к нарушению ритмичности технологического процесса, созданию заделов и накоплению лишнего инструмента, что приводит к нерациональному использованию производственных мощностей.

При разработке операции большее внимание уделяется факторам, непосредственно зависящим от режима резания и определяющим машинное время, однако не учитываются факторы, влияющие на производительность станка, а именно:

1) эксплуатационная надежность инструмента, зависящая от числа переточек и передвижек;

2) время вспомогательных ходов соответствующих узлов станка;

3) возможность совмещения переходов, например загрузки заготовки и смещения инструмента при передвижке;

4) возможность многоинструментальной наладки из двух и более фрез;

5) время, связанное с подготовкой средств технологического обеспечения системы к выполнению операции, в том числе и время технологической подготовки.

В результате разрабатываются высокопроизводительные инструменты и процессы, которые в реальных производственных условиях могут оказаться малоэффективными и нерентабельными из-за необходимости создания производственной базы по

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 79)

ресурса должно начинаться до снижения ранее используемого ресурса.

Принцип стабилизации основывается на непрерывности основных этапов выпуска заменяемой продукции — этапов зрелости и насыщения, т. е. этапы выпуска каждого следующего продукта должны быть смещены во времени (рис. 6).

Таким образом, правильное использование ресурсов предприятия и обеспечение положительного эффекта синергии является гарантом устойчивого развития предприятия и выпуска конкурентоспособной продукции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Программа** антикризисных мер Правительства Российской Федерации на 2009 год // http://www.rg.ru/2009/03/20/programma-antikrisis-dok.html

2. **Программа** антикризисных мер Правительства Российской Федерации на 2010 год // Протокол заседания Правительства Рос. Федерации № 42 от 30.12.2009.

3. **Герасимов Б. И., Жариков В. В., Жариков В. Д.** Организация планирования на предприятии. М.: Форум, 2009. С. 196—206.

4. **Смирнов Э. А.** Теория организации. М.: Инфра-М, 2003. 247 с.

изготовлению, воспроизводству и техническому обслуживанию новой узкоспециальной технологии.

В то же время трудоемкость обработки и стоимость произведенной продукции являются показателями, определяющими режим резания и функционирование всех элементов технических средств.

При определении режимов резания учитывается показатель часовой производительности, определяющий нормированное время на операцию. Остальные потери времени непосредственно не зависят от режима резания.

Часовая производительность оборудования определяется формулой

$$q_{чп} = 60/t_{шк}, \qquad (1)$$

где $t_{шк} = t_{шт} + T_{пз}/Q$ — штучно-калькуляционное время (здесь $t_{шт}$ — штучное время; $T_{пз}$ — подготовительно-заключительное время, затрачиваемое на подготовку к выполнению обработки партии из Q_1 деталей, которое не зависит от режимов резания.

Особенность операции червячного зубофрезерования, в отличие от других операций механической обработки, заключается в том, что выполняется только в полуавтоматическом или автоматическом циклах. Поэтому при различной серийности выпуска деталей, повторяемости заказа, номенклатуры, степени автоматизации зубофрезерного станка и многостаночного обслуживания такие показатели, как вспомогательное время $t_в$, время $t_{обс}$ обслуживания рабочего места и время $t_{отд}$ перерывов на отдых могут перекрываться или не перекрываться машинным временем $t_м$.

Режим резания оказывает влияние на машинное время и не влияет на время вспомогательного хода, в которое при полуавтоматическом режиме входят внутрицикловое и внецикловое время. Первое включает в себя время подвода и отвода инструментального суппорта и стола с заготовкой, второе — время установки и закрепления заготовки, время раскрепления, съема и контроля обработанных деталей, а также пуска станка. При автоматическом режиме зубофрезерования внецикловая составляющая вспомогательного времени сокращается в виду выполнения ее большей части в цикле, а вспомогательное время включает в себя только контроль обработанной детали.

Время $t_{отд}$ включает в себя время технического и организационного обслуживания. Первое затрачивается на обслуживание рабочего места, которое зависит от режима резания: время смены червячной фрезы или комплекта фрез, регулирования и подналадки станка и инструмента вследствие затупления фрезы, и не зависит от режима, например время на удаление стружки за смену.

При зубофрезеровании время обслуживания рабочего места и время на отдых, входящее в штучное время, не зависят от режима резания.

Поэтому часовая производительность $t_{шк}$ будет состоять из двух частей $t_{шк} = t_{шк.р} + t_{шк.н}$, где $t_{шк.р}$ зависит от режима резания, $t_{шк.н}$ — не зависит.

Здесь:

$$\left.\begin{aligned} t_{шк.р} &= t_м + t_{обс.р}; \\ t_{шк.н} &= t_в + t_{обс.н} + t_{отд} + t_{пз}. \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Подставив в формулу (1) часть штучно-калькуляционного времени $t_{шк.р} = 60/q_{чс.р}$, зависящую от режима резания, получим:

$$q_{чс} = q_{чс.р}k_р, \qquad (3)$$

где $k_р < 0$ — коэффициент производительности, который зависит от режима резания.

Тогда с уменьшением $t_{шк.р}$ сокращается штучно-калькуляционнное время, и, соответственно, повышается производительность $q_{чс.р}$ станка, зависящая от режима резания. На рис. 1 приведены зависимости изменения составляющих штучно-калькуляционнного времени от скорости резания при зубофрезеровании червячной фрезой диаметром 92 мм с продольной подачей 2 мм/об. заготовки зубчатых колес с параметрами: $m = 2{,}5$ мм, $b_1 = 20$ мм. Анализ зависимостей *2* и *3* показал увеличение затрат времени на обслуживание инструмента из-за снижения его стойкости, обусловленного увеличением скорости резания. Кроме этого, повышение производительности станка косвенно влияет на увеличение времени, не зависящего от режима резания, так как увеличивается количество стружки, срезаемой в единицу времени, и интенсифициру-

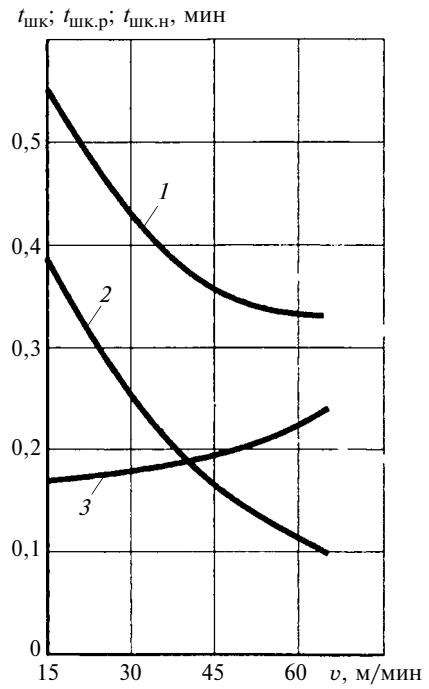


Рис. 1. Зависимости изменения составляющих штучно-калькуляционного времени от скорости резания:
1 — $t_{шк} = f_1(v)$; *2* — $t_{шк.р} = f_2(v)$; *3* — $t_{шк.н} = f_3(v)$

ется трудоемкость, что приводит к увеличению времени на отдых исполнителей.

При полной автоматизации станка и большой партии заготовок часовая производительность станка стремится к часовой производительности, определяемой режимом резания, при этом коэффициент $k_р \to 1$, т. е. $k_{р\ max} = 1$, тогда $q_{чс\ max} = q_{чс.р\ max}$.

Исследуем влияние элементов времени выполнения операции на производительность станка.

Влияние составляющей штучно-калькуляционного времени, зависящей от режима резания, на производительность

Согласно формулам (1) и (2) часовая производительность станка обратно пропорциональна сумме зависящей и не зависящей от режима резания составляющих времени выполнения операции.

Составляющая $t_{шк.р}$, зависящая от режима резания, складывается из машинного времени $t_м$, времени $t_н$ подналадки, времени $t_п$ передвижки и времени $t_{см}$ смены инструмента после затупления. При этом машинное время состоит из времени $t_{р.х}$ резания (рабочего хода) и времени $t_{в.х}$ вспомогательного хода (рабочая подача без резания), которые взаимосвязаны и зависят от конструкции инструмента. Для фрезерования, и в частности зубофрезерования, $t_{в.х}$ — время, затрачиваемое на врезание, перебег инструмента и прохождение суммарной ширины контактирующих ступиц.

Машинное время при зубофрезеровании с продольной подачей рассчитывается по формуле

$$t_м = \frac{\pi d_{a_0} z_1 (b_\Sigma + l_{вр} + l_{пер})}{1000 v s_0 z_0 q_м} j_0, \qquad (4)$$

где z_0 — число заходов фрезы; b_Σ — ширина пакета зубчатых венцов нарезаемых зубчатых колес; $q_м$ — число зубчатых колес в пакете (рис. 2); $b_\Sigma + l_{вр} + l_{пер} = b_м$ — суммарный путь резания.

Параметры, входящие в формулу (4), влияют на штучно-калькуляционное время и производительность станка неоднозначно, так как от соотношения параметров v, s_0 и j_0 зависят стойкость фрезы и суммарное время на ее передвижки и смену, приходящееся на одну зубчатую деталь.

Результаты исследований параметров, входящих в формулу (4), приведены в работе [2] и др. Однако мало исследовано влияние времени подналадок, передвижек и смены фрезы на производительность станка при зубофрезеровании. Эти параметры зависят от режима резания.

Подналадка инструмента — сближение его с заготовкой, выполняется в том случае, если износ фрезы еще не достиг предельного значения, а контролируемый параметр точности зубчатых колес близок к границе поля допуска.

Передвижка фрезы на неизношенный участок осуществляется вдоль собственной оси при изна-

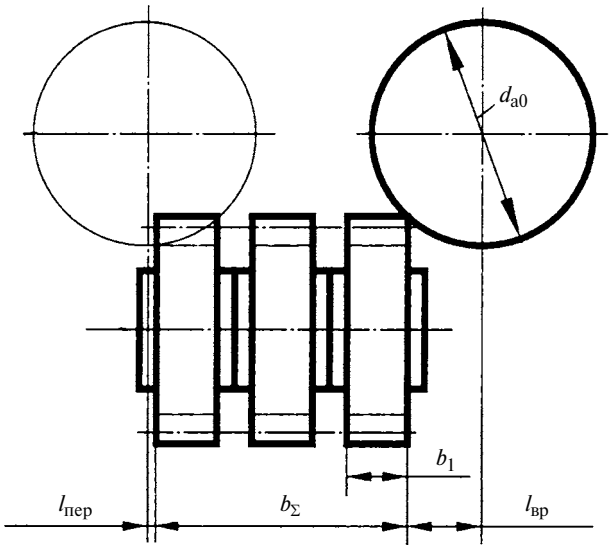


Рис. 2. Начальное и конечное положения фрезы относительно пакета заготовок

шивании предыдущего участка. Смена фрезы, т. е. ее съем для перетачивания, осуществляется после изнашивания всей режущей части. При зубофрезеровании цикл подналадок и передвижек фрезы может иметь три варианта:

а) установленная на станок фреза проходит все подналадки до допустимого изнашивания задних поверхностей, затем выполняется передвижка на еще не изношенный участок рабочей поверхности и так до смены фрезы;

б) после изнашивания работающего участка фрезы в пределах, соответствующих допуску на контролируемый параметр зубчатого венца, выполняется передвижка фрезы на новый участок, и далее передвижки повторяют вдоль всей длины рабочей части фрезы; затем осуществляются подналадка и следующая серия передвижек (такой цикл передвижек и подналадок выполняется до достижения фрезой допустимого износа);

в) постоянное перемещение фрезы вдоль собственной оси в пределах полной обработки одной или нескольких деталей и последующая подналадка при приближении контролируемого размера к границе поля допуска (этот вариант называется диагональным или "способ двух подач" — развитие варианта б).

Первые два варианта нарезания зубчатых венцов реализуются на всех зубофрезерных станках (рис. 3), третий — на станках, оснащенных протяжным суппортом или системой ЧПУ.

Подналадки, как правило, являются не перекрываемыми элементами цикла операции, а периодические передвижки можно совмещать во времени с другими вспомогательными элементами операции, например, с возвратом фрезы в исходное положение после обработки зубчатого венца. Под-

наладки осуществляются после обработки очередной детали с помощью специального механизма.

Для двух вариантов (а и б) время обслуживания, связанное с подналадками, передвижками и сменой фрезы на переточки за весь период ее стойкости и зависящее от режима резания, рассчитывается соответственно по формулам (см. рис. 3, *б*, *в*):

$$T^{а}_{обс.р} = [T_н j_н(j_п + 1) + T_п j_п + T_{см}](j_{см} + 1); \quad (5)$$

$$T^{б}_{обс.р} = [T_п j_п(j_н + 1) + T_н j_н + T_{см}](j_{см} + 1), \quad (6)$$

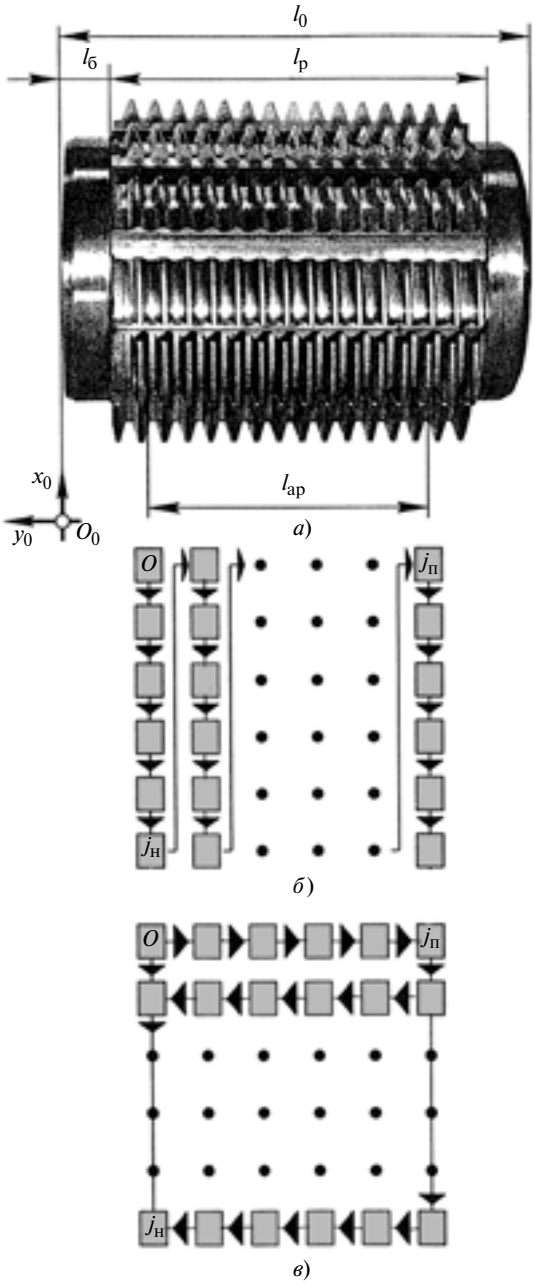


Рис. 3. Параметры фрезы (*а*) и различные варианты зубофрезерования (*б*, *в*):
б — серия подналадок фрезы с последующей передвижкой; *в* — серия передвижек фрезы с последующей подналадкой; l_0 — длина фрезы; $l_р$ — длина режущей части; $l_{ар}$ — длина активной части фрезы; $l_б$ — ширина буртика

где $T_н$ — время на подналадку станка при изнашивании фрезы; $T_п$ — время на передвижку фрезы при достижении допустимого износа зубьев; $T_{см}$ — время на смену фрезы для перетачивания, включающее съем изношенной и установку новой фрезы; $j_н$ — число подналадок до очередной передвижки; $j_п$ — число передвижек; $j_{см}$ — число смен фрезы на переточки.

Показатели $T_н$, $T_п$ и $T_{см}$ характеризуют единичное действие и являются постоянными для конкретной операции.

Для определения времени обслуживания, зависящего от режима резания и приходящегося на одну деталь, и определения потребности фрез на программу выпуска Q_1 деталей необходимо знать полный период стойкости фрезы за время ее эксплуатации:

$$T_\Sigma = T(j_{см} + 1)(j_n + 1), \quad (7)$$

где T — период стойкости фрезы до передвижки при выполнении всех подналадок.

При обработке пакета заготовок со ступицами (см. рис. 3) время резания фрезой меньше машинного времени и определяется основным временем фрезерования. Число деталей, обработанных за полный период стойкости фрезы, рассчитывается по формуле

$$q_\Sigma = T_\Sigma / t_о, \quad (8)$$

где $t_о = \dfrac{\pi d_{a_0} z_1 b_0}{1000 v s_0 z_0 q_м} j_0$, здесь $b_о = b_1 q_м + l_{вр}$.

Тогда время обслуживания, приходящееся на одну деталь, с учетом формул (4)—(8) для вариантов а и б можно определить по формулам:

$$t^{а}_{обс.р} = \frac{[T_н j_н (j_п + 1) + T_п j_п + T_{см}]}{T(j_п + 1)} t_о, \quad (9)$$

$$t^{б}_{обс.р} = \frac{[T_п j_п (j_н + 1) + T_н j_н + T_{см}]}{T(j_п + 1)} t_о. \quad (10)$$

Отсутствие в формулах (9) и (10) величины $j_{см}$ указывает на то, что число переточек червячной фрезы не влияет на время обслуживания, зависящее от режима резания, следовательно, и не влияет на штучно-калькуляционное время и часовую производительность станка.

Период T стойкости фрезы до передвижки при совершении всех подналадок рассчитывается по эмпирической зависимости и учитывает влияние различных параметров режима резания, обрабатываемого материала, модуля и др. В настоящее время известно большое число зависимостей, полученных различными исследователями для конкретных условий и используемых с определенной степенью

допущения. Наиболее распространенная формула периода стойкости при работе с продольной подачей имеет вид:

$$T = \frac{C_v^{1/m_1} k_v^{1/m_1}}{v^{1/m_1} s_0^{y_v/m_1} m^{x_v/m_1} z_0^{z_v/m_1}}, \qquad (11)$$

где C_v — поправочный коэффициент для скорости резания, учитывающий влияние различных факторов; k_v, m_1, y_v, x_v, z_v — коэффициенты.

С увеличением скорости резания значение числителя в формуле (11) уменьшается в большей степени, чем знаменатель, так как $m_1 < 1$, т. е. происходит уменьшение числа деталей, изготовляемых за период стойкости фрезы.

Проанализируем влияние составляющих зависимости (2) для двух вариантов циклов (а и б) подналадок и передвижек с учетом $t_м$, $t_о$ и v, рассчитанных по формулам (4) и (11). Продифференцировав по стойкости и приравняв производную к нулю, получим оптимальную стойкость червячной фрезы по обеспечению минимальной составляющей штучно-калькуляционного времени, зависящую от режима резания:

$$T^а = \frac{[T_н j_н (j_п + 1) + T_п j_п + T_{см}]}{(j_п + 1)} \left(\frac{1 - m_1}{m_1}\right) \frac{b_0}{b_м}; \qquad (12)$$

$$T^б = \frac{[T_п j_п (j_н + 1) + T_п j_п + T_{см}]}{(j_п + 1)} \left(\frac{1 - m_1}{m_1}\right) \frac{b_0}{b_м}. \qquad (13)$$

Введем обозначение коэффициента времени резания фрезы: $b_0/b_м = k_b$. При обработке штучной заготовки или пакета заготовок без ступиц $k_b \approx 1$.

При постоянном штучно-калькуляционном времени, не зависящем от режима резания, формулы (12) и (13) определяют максимальную часовую производительность зубофрезерного станка для рассматриваемых вариантов циклов, учитывая число переточек. Кроме того, при обработке пакета заготовок со ступицами возможно следующее:

1) использование менее дорогостоящего инструментального материала, так как для обеспечения той же производительности, что и при обработке пакета заготовок без ступиц, достаточная стойкость фрезы будет меньше в k_b раз [это видно из формул (12) и (13)];

2) повышение производительности станка путем сокращения периода стойкости инструмента путем увеличения скорости резания.

Подставив значение стойкости фрезы из формулы (12) или (13) в формулу (11), найдем оптимальную скорость v_q резания с точки зрения минимального штучно-калькуляционного времени, зависящего от режима резания:

$$v_q^а = \frac{C_v k_v m_1^{m_1} (j_п + 1)^{m_1}}{(1 - m_1)^{m_1} s_0^{y_v} m^{x_v} z_0^{z_v} [T_н j_н (j_п + 1) + T_п j_п + T_{см}]^{m_1} k_b^{m_1}};$$

$$v_q^б = \frac{C_v k_v m_1^{m_1} (j_п + 1)^{m_1}}{(1 - m_1)^{m_1} s_0^{y_v} m^{x_v} z_0^{z_v} [T_п j_п (j_н + 1) + T_н j_н + T_{см}]^{m_1} k_b^{m_1}}.$$

Зная оптимальную скорость резания, можно рассчитать машинное время, время обслуживания инструмента и станка и составляющую штучно-калькуляционного времени, зависящую от режима резания.

Влияние составляющей штучно-калькуляционного времени, не зависящей от режима резания, на производительность станка

Составляющая штучно-калькуляционного времени, не зависящая от режима резания, включает в себя: вспомогательное время; подготовительно-заключительное время; часть времени технического обслуживания, связанную с удалением стружки; время организационного обслуживания; время перерывов на отдых. Уменьшить эту составляющую при зубофрезеровании можно двумя способами — повышая степень автоматизации станков и совершенствуя технологическую подготовку операции.

Первый способ связан с приобретением нового технологического оборудования. Например, зубофрезерный полуавтомат Е3-106, который предназначен для нарезания зубьев цилиндрических колес в условиях крупносерийного и массового производства, имеет загрузочное устройство кольцевого типа, позволяет осуществлять одно- и двухпроходное фрезерование с автоматическим переключением скоростей резания и подач по величине и направлению, может встраиваться в автоматические линии.

Второй способ предпочтительнее для действующего производства, так как предусматривает сокращение времени выполнения операции при использовании быстропереналаживаемых приспособлений, предварительную подготовку программ настройки станка на различные зубчатые детали, использование универсальной и специализированной контрольно- измерительной оснастки и т. д. Оба способа удачно реализуются при применении зубофрезерных станков с ЧПУ.

Как правило, составляющая времени, не связанная с режимом резания, для конкретной операции — величина постоянная.

Обеспечение минимальной стоимости зубофрезерования

Решения относительно режимов обработки, направленные на достижение максимальной производительности и минимальной стоимости операции, противоречат друг другу.

Минимизация стоимости зубофрезерования основана на оптимальной стойкости фрезы или скорости резания при условии, что подача при обработке партии деталей будет постоянной. Подача зависит от точности бокового профиля обрабатываемой детали и параметров инструмента — его диаметра и профиля режущих зубьев. Однако во время рабочего хода при обработке каждой детали подача может меняться, например, при врезании. В этом случае в формулы машинного и основного времени следует подставлять усредненное значение подачи.

Кроме того, при обработке конкретной детали возможны различные сочетания скорости резания, подачи и числа рабочих ходов инструмента. В этом случае оптимальные значения этих параметров должны обеспечивать минимальную себестоимость обработки и расчетную стойкость фрезы $T_э = \text{const}$.

Себестоимость операции включает в себя две составляющие, зависящую не зависящую от режима резания: $C = C_р + C_н$. Здесь

$$C_р = t_м + \frac{T_{обс.р} C_м + C_и}{q_\Sigma}, \qquad (14)$$

где $t_м$ — определяется по формуле (4); $C_м$ — себестоимость одной минуты работы станка и станочника за вычетом затрат на эксплуатацию инструмента; $T_{обс.р}$ — рассчитывается по формулам (5) и (6); $C_и$ — затраты на эксплуатацию режущего инструмента за его период стойкости; q_Σ — число деталей, обработанных за период стойкости фрезы [см. формулу (8)]; $C_н = t_{шк.н} C_м$, где $t_{шк.н}$ определяется по формуле (6).

Затраты на инструмент находим из выражения

$$C_и = (C_о - C_{изн} + C_{зат} j_{см}) k_{сл},$$

где $C_о$ — стоимость инструмента при выполнении операции; $C_{изн}$ — цена изношенного инструмента; $C_{защ}$ — стоимость одной переточки инструмента; $j_{см}$ — число смен инструмента на переточки; $k_{сл}$ — коэффициент случайных затрат.

При максимальной стойкости инструмента сокращается время подналадки, передвижки и смены на одну деталь, что обеспечивает наибольшую экономичность зубофрезерования.

Расчет часовой производительности станка и стоимости детали по предложенным зависимостям предусматривает выполнение наладки инструмента и его смены на переточку в рабочее время, так как в условиях серийного и массового производств станки с ЧПУ обслуживаются высококвалифицированными рабочими. А наладчики выполняют монтаж технологической оснастки на зубообрабатывающие станки и настройку станков при смене номенклатуры обрабатываемых деталей. В единичном и мелкосерийном производствах все операции, связанные с настройкой станка и обработкой деталей, выполняют рабочие-зуборезчики.

Техническое обслуживание зуборезного инструмента (затачивание и мелкий ремонт) выполняется на специальных участках централизовано.

Подставив в формулу (14) формулы (4) и (8), получим:

$$C_р = \left[T^{m_1} b_м C_м + T^{m_1 - 1} \frac{(T_{обс.р} C_м + C_и) b_о}{(j_п + 1)(j_{см} + 1)} \right] C_1. \qquad (14)$$

Постоянные показатели, входящие в уравнение (14), обозначим коэффициентом:

$$C_1 = \frac{\pi d_{a_0} z_1 j_0 m^{x_v}}{1000\, C_v k_v s_0^{1 - y_v} z_0 q_м}.$$

Продифференцировав уравнение (14) по стойкости фрезы и приравняв производную к нулю, получим:

$$m_1 T^{m_1 - 1} b_м C_м + (m_1 - 1) T^{m_1 - 2} \times$$
$$\times \frac{(T_{обс.р} C_м + C_и) b_о}{(j_п + 1)(j_{см} + 1)} = 0.$$

Решив данное уравнение относительно стойкости фрезы, получим ее оптимальное значение с точки зрения минимальной себестоимости операции зубофрезерования:

$$T_э = \frac{(T_{обс.р} C_м + C_и)(1 - m_1)}{C_м (j_п + 1)(j_{см} + 1) m_1} k_b, \qquad (15)$$

где $k_b = b_о / b_м$ — коэффициент времени резания фрезы.

Подставив формулу (15) в формулу (11), получим скорость $v_э$ резания, обеспечивающую минимальную себестоимость операции:

$$v_э = \frac{C_v k_v}{s_0^{y_v} m^{x_v} z_0^{z_v}} \left[\frac{C_м (j_п + 1)(j_{см} + 1) m_1}{(T_{обс.р} C_м + C_и)(1 - m_1) k_b} \right]^{m_1},$$

где $T_{обс.р}$ в зависимости от выбранного варианта зубофрезерования рассчитывается по формуле (9) или (10).

В производственных условиях возможны случаи, когда рассчитанные стойкость $T_э$ и скорость $v_э$ резания не войдут в интервал значений, установленных в результате испытаний на стойкость, т. е. окажутся неприменимыми. Тогда, изменив скорость резания, следует экспериментально определить характер кривой $C = f(v)$ в интервале скоростей резания, соответствующих данным, получен-

ным при испытаниях на стойкость, и выбрать оптимальную скорость резания.

Полученные зависимости показали, что производительность станка и стоимость операции зубофрезерования зависят от конструкции инструмента, его наладки на станке и режима эксплуатации.

Подналадка фрезы, т. е. ее сближение с заготовкой, выполняется в том случае, если режущие зубья изношены так, что значения контролируемого параметра зубчатого колеса выходят за пределы допуска. Чем реже выполняются подналадки инструмента, тем выше его стойкость. Оптимальная стойкость обеспечивается выбором: 1) инструментального материала режущей части; 2) числа режущих зубьев, необходимых для вырезания впадины; 3) передних и задних углов режущих кромок; 4) износостойкого покрытия режущей части.

Кроме этого, на стойкость фрезы значительное влияние оказывает ее геометрическая точность, а также наличие статических, кинематических и динамических погрешностей технологической системы.

Не менее важным параметром, определяющим стойкость фрезы между переточками, является длина режущей части, которая определяет число передвижек. Чем длиннее фреза, тем реже ее снимают со станка, тем меньшее число фрез потребуется на программу выпуска деталей. Например, сложность затылования монолитных фрез затрудняет обеспечение большой длины. Эта задача успешно решается использованием фрез с поворотными зубчатыми рейками. Важна возможность изготовления реек с широкой задней поверхностью, что увеличивает число переточек.

Расход фрез на программу изготовления зубчатых деталей во многом зависит от числа переточек, допускаемых фрезой, которое определяется шириной режущей рейки по задней поверхности. Таким образом, чем реже меняют инструмент, тем выше его производительность.

Анализ формул для определения производительности станка и стоимости обработки [1] показал, что основным фактором является стойкость инструмента, которая обеспечивается по трем направлениям: 1) совершенствование конструкции инструмента; 2) управление параметрами цикла обработки; 3) минимизация погрешностей технологической системы на операции зубофрезерования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Великанов К. М., Новожилов В. И.** Экономичные режимы резания металлов. Л.: Машиностроение, 1972. 120 с.

2. **Иноземцев Г. Г.** Червячные фрезы с рациональными геометрическими и конструктивными параметрами. Теория профилирования и исследование некоторых принципиальных вопросов точности изготовления. Саратов: Саратовский университет, 1961. 224 с.

УДК 65.011.46

С. С. ЖЕЛОБАНОВ (Ковровская ГТА им. В. А. Дегтярева), e-mail: studentt04@rambler.ru

Планирование переналадки высокопроизводительного оборудования в условиях мелкосерийного производства

Предложен метод планирования процесса переналадки высокопроизводительного оборудования при мелкосерийном производстве.

Ключевые слова: переналадка, оборудование, мелкосерийное производство, планирование.

The planning method of high-performance equipment readjustment at small-scale production has been proposed.

Keywords: readjustment, equipment, small-scale production, planning.

Современные машиностроительные предприятия характеризуются большой номенклатурой изделий, выпускаемых малыми партиями, что требует большого числа переналадок оборудования. Сокращение времени на переналадки оборудования является важной технической задачей, которую можно решить путем уменьшения их числа, объединяя несколько партий изготовляемых деталей в одну. Однако это может стать причиной потери времени на ожидание окончания обработки всей партии перед транспортировкой на следующую операцию. Время переналадки можно сократить, группируя детали по принципу аналогичных операций. Детали одной группы могут отличаться конструкцией и размерами, но они должны обрабатываться одним и тем же инструментом, способ закрепления заготовки тоже должен быть один и тот же.

Недостаток мелкосерийного производства — краткосрочность операций: наладка может зани-

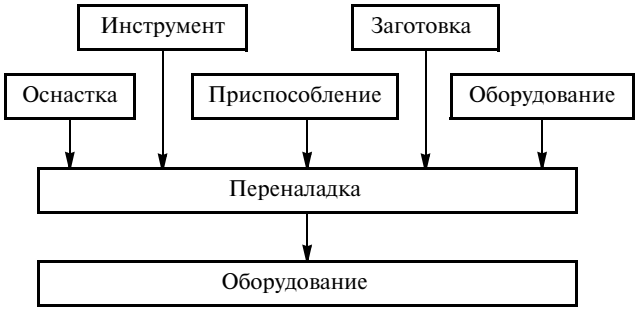


Рис. 1. Составляющие процесса переналадки

мать несколько часов, а обработка всей партии — менее часа. Следовательно, сокращение времени переналадки оборудования — важная производственная задача, которую можно решить планированием и качественной подготовкой к ней. Составляющие процесса переналадки представлены на рис. 1.

Подготовку инструмента, оснастки и приспособлений можно выполнить заблаговременно до переналадки оборудования, а переналадку осуществлять во время остановки оборудования. При этом ее продолжительность будет зависеть от степени предварительной подготовки и квалификации исполнителя. Без предварительной подготовки и отлаженной технологии переналадки оборудования даже высококвалифицированный рабочий не всегда может выполнить ее за минимальное время и спланировать процесс так, чтобы время для переналадки следующей партии также было минимальным.

Мелкосерийное производство с использованием высокопроизводительного оборудования, объединенного в рабочие центры, характеризуется партиями малого объема, а на обработку затрачивается мало времени. При этом большое значение имеет выбор оборудования.

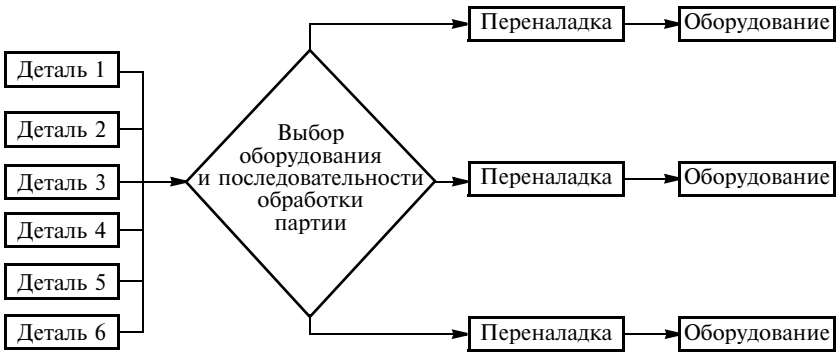


Рис. 2. Алгоритм переналадки

Выбор первого освободившегося оборудования не всегда является верным, так как однотипное оборудование может комплектоваться по-разному (различные оснастка, инструмент, приспособления), а время переналадки в значительной степени зависит от комплектации оборудования.

Следующее направление в решении поставленной задачи — группирование деталей по признаку однотипности: обработка наружных поверхностей тел вращения с использование одинакового инструмента, тех же способов закрепления и т. д. В этом случае недостатком может стать плохая обоснованность принципа группирования различных деталей. Тогда возникает задача минимизации времени обработки изделия с учетом переналадки на нескольких единицах оборудования (рис. 2). Для решения этой задачи следует установить факторы, оказывающие (знак "+") и не оказывающие (знак "−") влияния на переналадку для выбранных групп оборудования (табл. 1).

Задача сокращения времени переналадки сводится к нахождению такой последовательности обработки партий деталей с учетом сроков выпуска, группирования деталей и оборудования, при которой на переналадку будет затрачиваться минимальное время.

Таблица 1

Фактор	Обрабатывающие центры					
	Токарные	Токарно-фрезерные		Фрезерные	Шлифовальные для поверхностей	
		револьверная головка	инструментальный магазин		наружных	внутренних
Положение станка, удобное для наладки	+	+	+	+	+	+
Загрузка программы	+	+	+	+	+	+
Установка приспособления (кулачков)	+	+	+	+	+	+
Обработка кулачков	+	+	+	−	−	−
Выверка приспособления	−	+	+	+	+	+
Установка и выверка оснастки (приводные головки, резцедержатели)	+	+	−	−	−	−
Установка переходных втулок, удлинителей, цанг	+	+	+	−	−	−
Установка (снятие) инструмента	+	+	+	+	+	+
Замена пластин (инструмента)	+	+	+	+	+	+
Выверка инструмента	−	−	+	+	−	−
Выверка положения детали (привязка)	+	+	+	+	−	−
Пробная обработка	+	+	+	+	+	+
Замеры и корректировка	+	+	+	+	+	+

Таблица 2

Номер станка	Размер патрона, мм (П)	Число шпинделей (Ш)	Число управляемых координат (УК)	Задняя бабка (ЗБ)	Число резцедержателей			Число приводных головок	
					призматических для наружной обработки (РПН)	призматических для торцевой обработки (РПТ)	круглых (РК)	горизонтальных (ПГГ)	вертикальных (ПГВ)
1	250	2	4	−	1	0	1	5	4
2	250	2	4	−	2	1	2	5	2
3	250	1	4	+	4	0	3	3	2
4	250	1	4	+	3	0	3	3	3
5	250	2	4	−	2	0	2	5	3
6	250	1	4	+	2	0	3	5	2
7	200	2	3	−	4	0	3	3	2
8	200	2	3	−	5	0	4	1	2

Примечание. Наличие — "+", отсутствие — "−".

Приоритет обработки деталей устанавливается следующим образом. Технологический процесс (ТП) определяет время выполнения всех операций.

Введем обозначения: t_i — время изготовления i-й партии деталей; $T_{i\text{д}}$ — планируемый момент (число, час, минута) окончания обработки партии; $T_{i\text{к}}$ — момент окончания обработки партии.

Скорость движения партии выразим через коэффициент $K_\text{с} = \dfrac{t_i}{t_i - \sum t_i^j}$, где t_i^j — время обработки на предыдущих операциях. Если $t_i^j = 0$, то $K_\text{с} = \dfrac{t_i}{T_{i\text{к}} - T_{i\text{н}}}$, где $T_{i\text{н}}$ — момент начала обработки партии. Таким образом, все партии деталей, подлежащих обработке, следует ранжировать. Чем больше коэффициент $K_\text{с}$, тем выше приоритет данной партии деталей.

Одну и ту же деталь можно обрабатывать на разном оборудовании с учетом ограничений, накладываемых на обработку данной партии и обусловленных конструктивными особенностями оборудования: наличие/отсутствие задней бабки (ЗБ); число управляемых координат (УК); максимальный размер заготовки; число позиций револьвера; емкость инструментального магазина и т. д.

Выбор оборудования зависит от времен переналадки, которое может изменяться при каждой переналадке, так как изменяется комплектация, т. е. оснастка, инструмент, приспособления.

Данные о комплекте оборудования, например, состоящего из восьми токарно-фрезерных станков с револьверными головками (число позиций револьвера — 12), с учетом особенностей каждого элемента сведен в табл. 2. На время переналадки большое значение оказывает компоновка револьвера. Аналогично составляются таблицы для каждой партии деталей, обрабатываемых на данном оборудовании (табл. 3).

Таблица 3

Деталь	Код операции	П	Ш	УК	ЗБ	РПН	РПТ	РК	ПГГ	ПГВ
00.00.001	010	250	2	4	0	1	0	1	5	4

Примечание. Обозначение граф см. табл. 2.

Станок 1 (см. табл. 2) укомплектован требуемой оснасткой и имеет минимальное время переналадки для выполнения обработки партии деталей 00.00.001. Если оборудование не обеспечивает окончание обработки партии в момент $T_{i\text{к}}$, то выбирают другое оборудования для этой операции обработки, делают перерасчет времени переналадки и выстраивают последовательность переходов. При этом, выбирая комплектацию оборудования, учитывают особенности обработки следующих партий деталей.

Таким образом, планирование переналадок должно осуществляться с учетом значимых характеристик оборудования и деталей, влияющих на время их выполнения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Синго С.** Быстрая переналадка: революционная технология организация производства. М.: Алпина Бизнес Букс, 2006. 334 с.
2. **Гаджинский А. М.** Логистика. М.: Изд.-торговая корпор. "Дашков и К°", 2008. 484 с.
3. **Синица Л. М.** Организация производства. Минск: ИВЦ Минфина, 2006. 521 с.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.833.6

П. А. ЛАРИН, канд. техн. наук (ИЦ "Прикамтест", г. Воткинск), М. Н. КАРАКУЛОВ, канд. техн. наук (Ижевский ГТУ), e-mail: tmm@vfistu.ru

Пути совершенствования стендов для испытаний механических редукторов

Приведены результаты создания стенда для испытаний механических редукторов на соответствие ГОСТу Р 50891.

Ключевые слова: редуктор, испытательный стенд, работоспособность.

The results of a test bench design for testing of mechanical reducers for compliance with P 50891 State Standard are presented.

Keywords: reducer, test bench, working capacity.

В настоящее время основным направлением совершенствования стендов для испытаний механических редукторов является расширение их функциональных возможностей, которое достигается путем модернизации аппаратной и программной частей стендов, направленной на повышение точности и расширение спектра регистрируемых параметров, создание программных средств статистической обработки данных в реальном режиме времени и интерфейсных программных оболочек. Это связано со значительными затратами ввиду высокой стоимости датчиков измерения крутящего момента и программных продуктов. При этом нельзя забывать о конструктивной составляющей — механизмах силовой части стенда, совершенствование которых улучшает качественные показатели стенда, не требуя больших материальных затрат.

С учетом вышеизложенного рассмотрим некоторые аспекты создания стенда для испытаний механических редукторов и мотор-редукторов на примере совместных работ ИЦ "ПрикамТест" (ФГУП "Воткинский завод") и ГОУ ВПО "Ижевский государственный технический университет" в условиях жестких ограничений финансовых вложений.

Для комплексной проверки работоспособности редуктора (ГОСТ 50968) и мотор-редуктора (ГОСТ 25484) на их соответствие требованиям по ГОСТ Р 50891 необходимы стендовые испытания, включающие в себя приемо-сдаточные, периодические и типовые испытания.

Программа испытаний включает в себя испытания без нагрузки, испытания под нагрузкой, визуальный осмотр, разборку и осмотр элементов зацепления.

Испытания без нагрузки основаны на реверсивном вращении входного вала с помощью электродвигателя — 60 мин в одну сторону и 60 в другую. В картер редуктора заливали трансмиссионное масло ТАД-17 (ГОСТ 23652).

При испытании контролируются:

качество сборки — валы редуктора должны проворачиваться плавно без заеданий;

уровень шума и его характер — ровный звук без явных стуков, причиной которых могут быть выбоины на рабочих поверхностях элементов зацепления, повреждение подшипников или задевание несопрягаемых поверхностей;

повышение температуры масла в картере редуктора на момент окончания обкатки относительно температуры окружающей среды;

передаточное отношение путем измерения частот вращения входного и выходного валов с помощью бесконтактного тахометра;

отсутствие течи масла через стыки и уплотнения.

Для испытания редуктора *4* без нагрузки разработан привод (рис. 1), в состав которого входят: электродвигатель *1*, соединительная муфта *2*, пере-

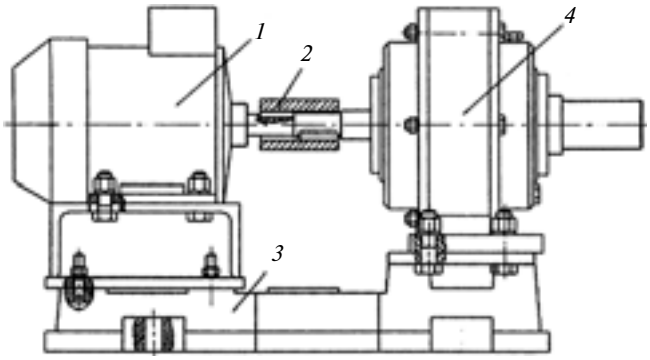


Рис. 1. Привод

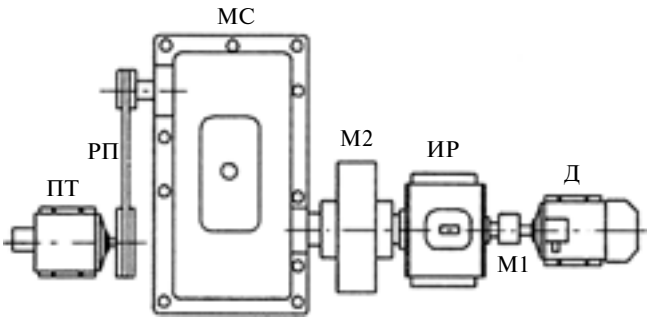


Рис. 2. Схема стенда для испытаний редукторов

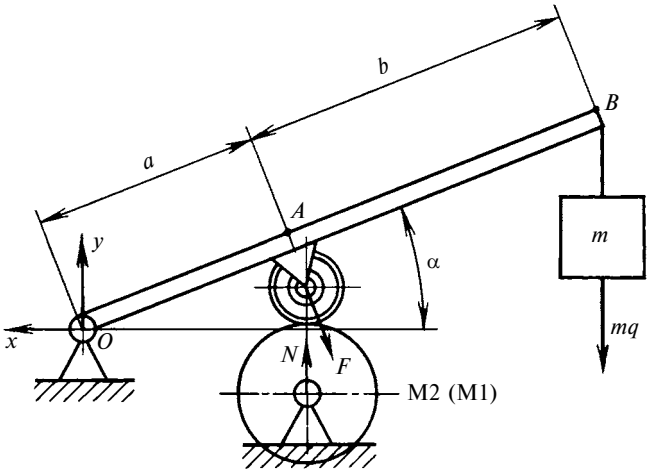


Рис. 3. Схема устройства для создания осевой силы, приложенной к валу редуктора

дающая крутящий момент от вала электродвигателя на входной вал редуктора, основание *3*.

Для испытаний редуктора под нагрузкой разработан стенд (рис. 2), состоящий из электродвигателя Д, муфты М1, передающей крутящий момент на входной вал редуктора, муфты М2, передающей крутящий момент на входной вал мультипликатора МС, ременной передачи РП, передающей крутящий момент T от выходного вала мультипликатора на вал порошкового тормоза ПТ, т. е. использовано разомкнутое нагружение редуктора ИР. Данный стенд позволяет проводить периодические, приемо-сдаточные и сертификационные испытания при нормальных климатических условиях.

Нагрузочный крутящий момент T генерировался порошковым нагрузочным тормозом ПТ-2,5М с максимальным моментом в 25 Н · м, который затем увеличивали с помощью мультипликатора. Крутящий момент на выходном валу испытуемого редуктора определяется выражением $T = T_{2ИР} = T_{ПТ}U_{РП}U_{МС}\eta_{РП}\eta_{МС}$, где $\eta_{РП}$, $\eta_{МС}$ — КПД соответственно ременной передачи и мультипликатора; $U_{РП}$, $U_{МС}$ — их передаточные числа.

Данная конструкция позволяет использовать порошковый нагрузочный тормоз с минимальным нагрузочным крутящим моментом благодаря применению мультипликатора, что значительно сокращает материальные затраты.

Для создания номинальной радиальной консольной нагрузки F, приложенной к посадочной поверхности выходного вала, использовали специальное приспособление (рис. 3), состоящее из рычага OB с закрепленным роликом A. Масса m груза, закрепленного в точке B, создает нагрузку на муфте вала редуктора.

Анализ статического равновесия системы позволил получить выражение для осевой силы N, действующей на выходной вал редуктора: $N = F\cos\alpha = \frac{b}{a}mg\cos^2\alpha$ (см. рис. 3).

В ходе испытаний под нагрузкой проверяли:

работоспособность редуктора при постоянных значениях крутящего момента и радиальной консольной нагрузки на выходном валу после использования 0,07 ресурса передачи по ГОСТ Р 50891;

работоспособность при кратковременных перегрузках, превышающих допустимые нагрузки в 2 раза;

температуру масла в корпусе редуктора;

уровень шума;

отсутствие течи масла.

В качестве критериев отказа принимали:

остановку редуктора вследствие заклинивания, вызванного заеданием;

появление ударных шумов, вызванных поломкой зубьев зубчатого колеса;

температуру масла в картере редуктора свыше 90 °С.

Затем редуктор разбирали, осматривали, измеряли детали зацепления. На этом этапе за критерии предельного состояния принимали:

трещину у основания или поломку зуба зубчатого колеса или плунжера;

скол одного из зубьев более чем на 1/3 высоты зуба или поломку нескольких зубьев, при которой невозможна дальнейшая передача крутящего момента;

уменьшение толщины зубьев зубчатого колеса более чем на 20 %;

выкрашивание рабочих поверхностей зубьев на площади более 15 % от площади рабочего участка;

наличие признаков заедания в зацеплении;

поломку корпусных деталей и валов или появление на них трещин.

Таким образом, разработанный стенд позволяет проводить испытания редукторов и мотор-редукторов на соответствие их ГОСТ Р 50891 и отличается низкой себестоимостью.

УДК 622.23.05

А. О. ШИГИН, канд. техн. наук (Сибирский федеральный университет, г. Красноярск), e-mail: shigin27@rambler.ru

Основные принципы адаптивной системы подачи рабочих органов буровых станков[1]

Выполнен анализ выхода из строя рабочего инструмента при бурении пород с изменяющейся крепостью. Предложена методика создания адаптивной системы подачи рабочего органа с использованием линейного электромагнитного двигателя.

Ключевые слова: адаптивная система, подача, рабочий орган, буровой станок, линейный электромагнитный двигатель.

The analysis of failure of the working tool at boring of rocks with varying strength has been done. The technique of creating of an adaptive feed system of working body with the use of a linear electromagnetic motor has been proposed.

Keywords: adaptive system, feed, working body, boring machine, a linear electromagnetic motor.

В настоящее время буровые станки широко используются при буровых работах в горной промышленности и при строительных и земляных работах [1]. Существенную долю в стоимости бурения занимает цена бурового инструмента и в частности используемых шарошек [2], ресурс которых во многом зависит от режимов бурения и физико-механических свойств горной породы [2]. Существующие системы подачи рабочих органов буровых станков часто не имеют возможности быстро и своевременно реагировать на изменение свойств грунта и корректировать режим бурения. Это связано с применением в системе подачи гидроцилиндров и канатных систем. Поэтому бурение сложных грунтов сопровождается толчками и ударами. Основная ударная нагрузка приходится на рабочий орган и непосредственно на буровой инструмент. Характер разрушений отработавших шарошек указывает на их причины [3]. Компенсировать ударные нагрузки, возникающие по границе изменения крепости пород, можно с помощью адаптивной системы подачи. Ключевым в адаптивной системе является наличие одного или нескольких элементов, способных, во-первых, принимать на себя динамическую нагрузку, смягчая реакцию опоры со стороны грунта с изменяющейся крепостью, во-вторых, быстро и своевременно корректировать подачу, используя обратные связи для силовых органов.

Для обеспечения требуемых характеристик бурового станка необходимы специальный линейный электромагнитный двигатель и созданная на его основе система продольной подачи шарошечного бурового станка. Для исследования и разработки адаптивной системы подачи необходим двигатель, отвечающий следующим требованиям:

1) должен обеспечивать показатели, обусловленные технологией бурения [2, 4];

2) динамические нагрузки должны восприниматься мягкой адаптивной связью;

3) должен воспринимать сигналы обратной связи за промежуток времени, сопоставимый со временем возникновения ударной нагрузки;

4) должен обеспечивать улучшение качественных и (или) количественных показателей процесса.

Процесс бурения характеризуется такими параметрами, как мощность, скорость, ход, подача. К числу мягких адаптивных связей можно отнести: электромагнитную связь, пневматическую связь, механические пружины, рессоры. Механические мягкие связи широко применяются при компенсации колебательных и мягких ударных нагрузок [5, 6]. В случае жестких ударных нагрузок и при возникновении колебательного резонанса механические связи быстро разрушаются [5]. Пневматическая связь выдерживает жесткие ударные нагрузки, а также нагрузки, возникающие при колебательном резонансе без значительных повреждений и с достаточным ресурсом бурового инструмента и бурового става в целом [6]. К недостаткам можно отнести сложности, вызванные созданием подачи, обеспечивающей необходимые технологические параметры. Бурение осуществляется при усилии на буровой став, не превышающем $2 \cdot 10^4$ Н. Для этого необходимо или обеспечить высокое давление в пневматической системе, что снижает экономичность, или использовать пневматические цилиндры с поршнями большого диаметра. В последнем случае неизбежно возникают неравномерность хода, перекосы, значительное трение уплотнителей, снижение давления из-за неплотности. Кроме того, пневматический цилиндр с поршнем большого диаметра не обеспечивает требуемую скорость реагирования на сигналы обратной связи о возникновении удара.

Электромагнитная связь обеспечивает требуемые технологические параметры, мягко воспринимает и выдерживает жесткие ударные и резонансные нагрузки широкого спектра. Кроме того, в магнитно-индукционных машинах плотность потока энергии практически на порядок выше плотности потоков энергии в прочих машинах. При этом могут изменяться мгновенные характеристики напряжения, тока и мощности. Данные изменения должны закладываться при выборе источника электроэнергии и элементов электрической схемы. Особенность электромагнитных устройств заключается, с одной стороны, в возможности реагировать на

[1] Работа выполнена в рамках реализации ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009—2013 гг.

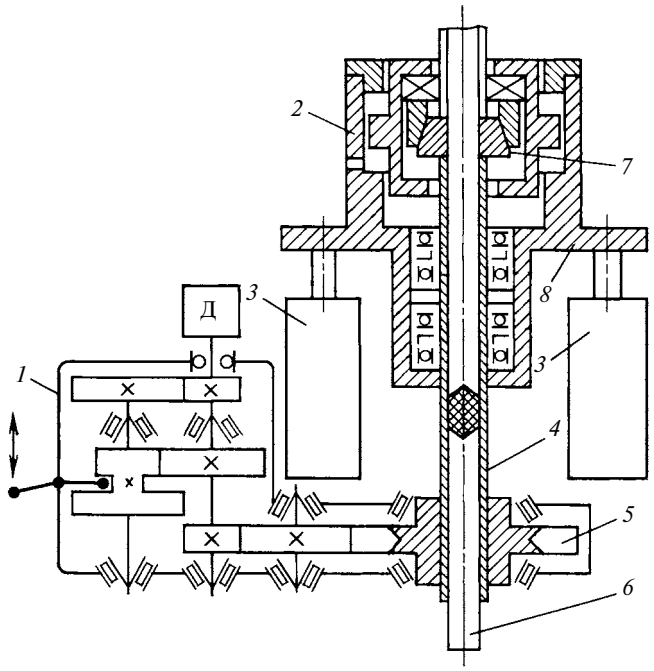


Рис. 1. Схема подающего механизма на основе электромагнитного линейного двигателя:
1 — неподвижный вращатель; *2* — гидропатрон; *3* — линейные электромагнитные двигатели; *4* — шпиндель; *5* — ведущее зубчатое колесо редуктора; *6* — буровой став; *7* — кулачок гидропатрона; *8* — траверса

ударные нагрузки вследствие изменения характеристик электрической сети при ударе, с другой стороны, в возможности простого регулирования характеристик двигателя путем искусственного изменения параметров сети. Кроме того, возможна автоматизация процесса, в частности с использованием сигналов обратной связи при ударе.

С учетом вышеизложенного была разработана схема подающего механизма на основе электромагнитного линейного двигателя (рис. 1). В качестве силовой машины использовали электромагнитные линейные двигатели *3*, которые должны: обладать большой мощностью и высоким КПД; иметь высокие надежность на номинальном режиме и отказоустойчивость в перегруженном режиме; быть высоко технологичными; обеспечивать достаточный ход.

Для адаптивной системы подачи рабочих органов буровых станков разработан линейный электромагнитный двигатель [7], который имеет электрическую обмотку, смещенную относительно центра масс ротора. Путем поочередного запитывания обмоток достигается направленное результирующее усилие, зависящее непосредственно от питающей электрической энергии и легко регулируемое. Возможно автоматическое регулирование с помощью обратной связи.

Принцип действия данного устройства следующий (рис. 2). Согласно положениям теоретической механики (статики), скомпенсированная пара сил не может создавать результирующую силу, перемещающую центр масс тела в пространстве. Это касается и динамического приложения сил, если они действуют в замкнутой системе. Сила, приложенная к нежестко закрепленной опоре, вызывает реакцию, которая меньше реакции, чем при приложении той же силы к жестко закрепленной опоре: первая приближается ко второй по мере того, как момент инерции ротора стремится к бесконечности. Поскольку в физическом пространстве любое тело имеет конечные массу и момент инерции, то сила, приложенная к нежестко закрепленной опоре, будет создавать реакцию, меньшую реакции от силы, приложенной к жестко закрепленной опоре. Следовательно, если одну из пары сил приложить к центру масс, а другую, равную по модулю и противоположную по направлению, — к периферии тела, то возникнет сложное движение. Одна составляющая этого движения — перемещение центра масс тела в направлении действия первой силы, вторая — вращательное движение тела вокруг центра масс (см. рис. 2). Обе составляющие характеризуют ускорение, связанное соответственно с массой тела и моментом инерции. Если сохранить точки приложения и направление сил относительно тела без изменения, то получим несимметричное вращение. Если сохранить точку приложения первой силы, а точку приложения второй перемещать против вращения тела (при этом ось действия сил должна совпадать с первоначальным направлением), то будет иметь место поступательное движение центра масс в направлении, совпадающем с первоначальным направлением силы, действующей на центр масс.

Особенность данного двигателя заключается в том, что используемый постоянный электрический ток течет не по всем обмоткам, а только по тем, которые расположены в правом секторе *5* (рис. 3). В случае запитывания одних и тех же обмоток по-

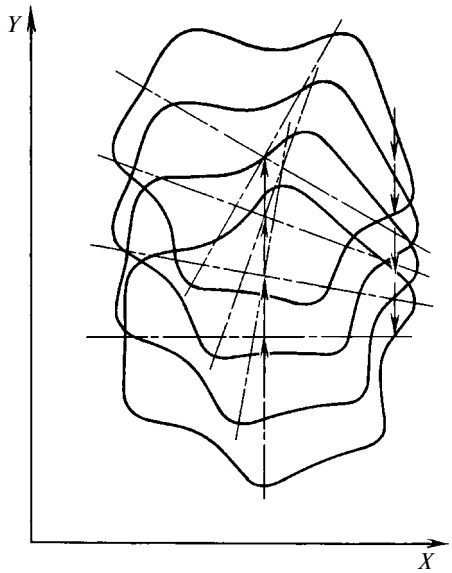


Рис. 2. Схема движения тела под действием пары сил, одна из которых приложена к центру масс, другая сохраняет направление относительно внешних координат

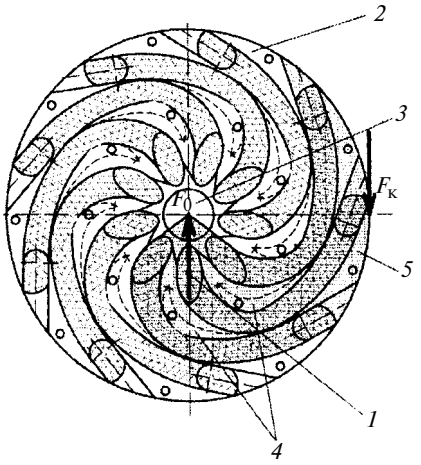


Рис. 3. Ротор двигателя:
1 — обмотка; *2* — тело ротора (пластины магнитопровода); *3* — вал; *4* — элементы для размещения обмоток; *5* — рабочий сектор ротора (заштрихован)

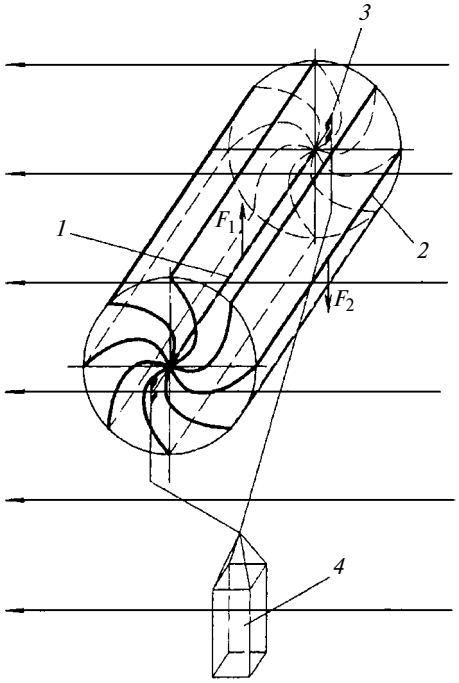


Рис. 4. Схема приложения сил:
1 и *2* — центральная и периферийная рабочие ветви обмотки; *3* — опора, позволяющая ротору свободно вращаться; *4* — груз

лучим вращение вокруг точки, расположенной между центром ротора и центром приложения пары сил. Если сила $F_К$ неизменно приложена к одной точке, расположенной на горизонтальной оси (достигнуть этого можно поочередным запитыванием обмоток при вращении ротора), то получим результирующую силу, совпадающую с силой F_0. Параллельный процесс — ускоренное вращение ротора, которое аккумулирует энергию, в то время как полезная результирующая сила используется в качестве действующей силы линейного двигателя, с учетом того, что механическую энергию вращения ротора можно преобразовать обратно в электрическую энергию путем торможения генератором. Таким образом, используя несколько роторов, поочередно включаемых то в двигательный режим, то в генераторный, получим линейную двигательную систему.

Важнейшими отличительными характеристиками данной системы являются: неограниченный рабочий ход; мягкое восприятие ударных и скачкообразных нагрузок; удобное регулирование электромеханических параметров. Кроме того, использование обмоток и варьирование работой ротора и расположением обмотки обеспечивают регулирование мощности и поступательного усилия в широких пределах.

Для работы данного линейного двигателя не нужен статор, прикрепленный к вращающемуся ротору, необходимо только магнитное поле, силовые линии которого располагаются перпендикулярно к результирующей силе. Кроме того, питание подается к обмоткам, рабочие ветви которых расположены на оси (рис. 4), проходящей через центр масс ротора и параллельной силовым линиям магнитного поля.

Использование данного двигателя в механизме подачи рабочего органа бурового станка обеспечивает увеличение ресурса инструмента, так как двигатель не является жесткой системой, в отличие от гидроцилиндра, и смягчает удары, изменяя силу тока без вмешательства машиниста. Так как данный двигатель является электромеханической системой, то скачки тока в обмотке частично компенсируются большим угловым ускорением, которое не является критическим параметром. Неограниченный ход позволяет создать подачу безостановочного бурения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Проектирование** буровых инструментов для открытых горных, земляных и строительных работ / В. Д. Буткин, А. В. Гилев, С. В. Доронин и др. М.: МАКС Пресс, 2005. 240 с.
2. **Буткин В. Д., Гилев А. В., Вертинский С. Н.** Оценка способности шарошечных долот и режимов бурения шарошечными станками в производственных условиях // Территория Нефтегаз. 2008. № 2. С. 30—33.
3. **Пугачева Т. М.** Анализ причин аварийного разрушения шарошек буровых долот // Вестник Самарского ГТУ. 2006. № 40. С. 194—197.
4. **Крюков Г. М.** Теория, ТЭП и рациональные режимные параметры шарошечного бурения взрывных скважин на открытых работах // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2004. № 4. С. 5—10.
5. **Артемов И. И., Келасьев В. В., Генералова А. А.** Экспериментальные исследования разрушения листовой рессоры транспортных средств // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2009. № 2. С. 145—155.
6. **Рябов И. М., Уруков И. Н.** Теоретическое исследование потенциальных свойств саморегулируемой пневмогидравлической рессоры // Известия Волгоградского ГТУ. 2007. Т. 8. № 2. С. 47—50.
7. **Пат. 010034 Рос. Федерации:** Способ и устройство для перемещения объекта в пространстве.

Четвертая международная специализированная выставка технологий и оборудования для термообработки, проходившая на территории ЦВК "Экспоцентр", организаторами которой является Выставочная компания "Мир-Экспо", собрала ведущих специалистов в этой области.

ОАО "Электромеханика" (г. Ржев)

Рециркуляционный термический агрегат ПАП-3М для закалки и искусственного старения алюминиевых сплавов и отпуска титана, требующих нагревания в интервале температур 55÷500 °С. Тепловой режим обеспечивается молекулярным трением в потоке воздуха, перемещающегося по замкнутому объему, и трением воздуха о стенки термокамеры. Генератором теплоты служит ротор центробежного вентилятора специальной конструкции. Агрегат состоит из загрузочного устройства, термокамеры, портала для крепления термокамеры и рельсов откатки пода, системы водоохлаждения и системы управления. В автоматическом процессе осуществляется полный цикл термообработки — от подачи деталей с разгрузочной площадки до их возвращения. При старении предусмотрен ручной режим управления. Мощность агрегата 80 кВт. Номинальная температура 500 °С. Частота вращения ротора нагревателя: для старения —12,5 мин$^{-1}$, для закалки — 25 мин$^{-1}$. Время разогрева рабочего объема до номинальной температуры не более 5 ч. Расход охлаждающей воды не более 3,6 м^3/ч. Размеры рабочей камеры 3000 × 1100 × 1400 мм. Масса агрегата 26 т.

Установка Алтай для термообработки алюминиевых сплавов: закалки при температуре 460÷550 °С; отжига при температуре 310÷450 °С и быстрого охлаждения в воде при температуре 80 °С; старения при температуре 150÷200 °С. Нагревание садки с деталями осуществляется в металлическом муфеле путем циркуляции прогретого воздуха, который нагревается с помощью электронагревателей и перемещается сверху вниз. Мощность нагревателей 85 кВт. Спирали нагревателей размещены на керамической трубке в пространстве между муфелем и футеровкой. Регулирование температуры в камере нагрева производится тремя термопарами типа ХК, расположенными по одной в каждой зоне. Отклонение температур в рабочем объеме не превышает ±3 °С. Время нагревания до рабочей температуры 1 ч, время выдержки 1 ч. Нагретая садка транспортируется в закалочный модуль, время транспортировки 15 с. Перемещение садки осуществляется цепным приводом. Время закалки 5÷6 мин. Каркас установки выполнен из коррозионно-стойкой стали. Питающее напряжение печи 380 В. Максимальная масса садки деталями 120 кг, габаритные размеры 650 × 1000 × 650 мм. Вместимость закалочной ванны 3 м^3. Габаритные размеры печи 5950 × 2500 × 4100 мм.

Установка индукционного нагрева ПИН-П для пайки коллекторов в среде аргона в герметичном контейнере, находящемся в печи. Установка состоит из индукционной печи, вакуумной системы, узла пуска инертного газа в контейнер, пневматической системы, системы энергопитания на базе преобразователя частоты ТПЧТ-250 и конденсаторной батареи, блока жидкостного охлаждения и автоматизированной системы управления процессом. Изделия нагреваются до температуры 1000÷1100 °С. Охлаждение изделия осуществляется путем интенсивного продувания контейнера аргоном. Питающее напряжение 380 В. Мощность установки 280 кВт. Диаметр контейнера 960 мм, длина 430 мм. Масса контейнера с изделием 200 кг. Время выхода печи на заданную температуру 60÷90 мин. Частота вращения контейнера 1—5 мин$^{-1}$. Расход: аргона 4÷18 л/мин, расход охлаждающей жидкости 10 м^3/ч. Габаритные размеры печи 7700 × 3300 × 3530 мм.

Вакуумная плавильная установка ВИП-НК15ПМ для изготовления изделий с направленной структурой из жаропрочных сплавов на никелевой основе, используемых в энергетических установках. Отливки с направленной структурой получают путем плотного прилегания графитовойлочных экранов по поперечному сечению залитых форм. Наличие двух нижних камер позволяет одновременно осуществлять кристаллизацию одной партии изделий и загрузку—выгрузку форм, что повышает производительность. Автоматизированный процесс выплавления предусматривает ввод паспортных данных изделия (марка материала, номер плавки, индивидуальный номер изделия). Вместимость плавильного тигля по стали (коэффициент заполнения 0,7) 10 кг. Температура расплава не более 1700 °С. Расход охлаждающей воды 18 м^3/ч. Рабочий вакуум 0,133 Па. Габаритные размеры рабочего пространства печи 700 × 500 × 250 мм. Уровень шума 80 дБ. Потребляемая мощность 330 кВт. Габаритные размеры установки 7550 × 7800 × 5000 мм. Масса 14 т.

А. Н. Иванов, чл.-корр. АПК