ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

7

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

Рубин А. М. — Расчетная модель резьбовых соединений при равномерном распределении нагрузки по виткам резьбы . . . 3

Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. — Новые программные средства многокритериального проектирования многодвигательных электрогидравлических приводов . . . 6

Сорокин Г. М., Куракин И. Б. — Новые критерии ранжирования сталей по механическим свойствам . . . 10

Афонин С. М. — Электромеханические деформации и преобразование энергии пьезодвигателем наноперемещений . . . 14

Гроховский Д. В. — Оптимальное проектирование многоступенчатых цилиндрических зубчатых редукторов . . . 19

Чумаченко Е. Н., Аксенов С. А. — Применение компьютерной системы SPLEN (Rolling) при решении задач многовариантного анализа калибровочных схем . . . 21

Супрун А. В. — Применение численной оптимизации в расчете автоматических разгрузочных устройств . . . 26

Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Осмехин А. Н., Горсков В. П. — Факторы, влияющие на разгерметизацию гидроопор при длительной эксплуатации . 29

Хабрат Н. И. — Силовые взаимодействия деталей в роликовой обгонной муфте . . . 33

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

Маленко П. И. — Исследование температур на дискретных субшероховатых поверхностях при трении скольжения со смазочным материалом . . . 38

Зеленко В. К., Королёв В. М., Дроздов Ю. Н. — Разрушение поверхности канала ствола снайперского оружия . . . 43

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Тюрин А. Н. — Исследование зависимости энергии резания от технологических параметров при суперфинишной обработке деталей . . . 48

Юнусов Ф. С., Юнусов Р. Ф. — Исследование закономерности съема металла при полусвободном шлифовании. Интенсивность съема металла . . . 50

Росляков И. Н. — К вопросу о кинетике и термодинамике поверхностных реакций при науглероживании стали . . . 56

Чернявский Д. И., Чернявская Д. Д. — Использование ударных механизмов в нанотехнологии . . . 58

Вайнер Л. Г., Ривкин В. А. — Виброакустический контроль двустороннего торцешлифования в производственных условиях . . . 60

Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 7. Примеры практических расчетов температуры резания. Часть 2 . . . 65

Емельянов С. Г., Яцун Е. И., Ремнев А. И., Швец С. В. — Механизм стружкозавивания при резании металлов . . . 73

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Змиевский В. И. — Основы создания Федеральной службы по аккредитации в России и рекомендации по использованию опыта других стран . . . 77

Федоров В. К., Архипцев С. А. — Кооперация как фактор снижения рисков возникновения незавершенного производства в машиностроении . . . 80

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Трембовельский Л. Г., Кушвид Р. П. — Комплексная оценка топливно-скоростных характеристик и производительности автотранспортных средств . . . 84

Выставка "Термообработка-2010" . . . 86

Третий международный форум "Expopriority-2011" . . . 88

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Rubin A. M. — A calculated model of threaded joints at uniform distribution of load on the thread coils

Medvedev Yu. A., Kuznetsov V. P. — New software for multi-criterion design of the multimotor electrohydraulic drives

Sorokin G. M., Kurakin I. B. — New criteria for ranking of steels regarding the mechanical properties

Afonin S. M. — Electromechanical deformations and energy transformation by a piezoengine of nanodisplacements

Grokhovsky D. V. — Optimal designing of multi-stage cylindrical tooth reducers

Chumachenko E. N., Aksenov S. A. — Application of SPLEN (Rolling) computer system in solving of the problems of multivariate analysis of the calibration schemes

Suprun A. V. — Application of numerical optimization in the calculation of automatic unloading devices

Gordeev B. A., Okhulkov S. N., Osmekhin A. N., Gorskov V. P. — Factors affecting upon the depressurization of hydro-bearings at long-term operation

Habrat N. I. — The force interactions of details in the roller overrunning clutch

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

Malenko P. I. — Study of temperatures on the discrete sub-rough surfaces at the sliding friction with a lubricant

Zelenko V. K., Kotolev V. M., Drozdov Yu. N. — Destruction of the bore surface of the sniper weapon

MANUFACTURING ENGINEERING

Yunusov F. S., Yunusov R. F. — Study of the metal removal regularity at the semi-free grinding. The metal removal intensity

Roslyakov I. N. — On the kinetics and thermodynamics of surface reactions at the steel

Cherniavsky D. I., Chernyavskaya D. D. — The use of impact mechanisms in the nanotechnology

Wainer L. G., Rivkin V. A. — Vibroacoustic control of a bilateral face grinding in the working conditions

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 theory of thermal cutting processes. 7. Examples of practical calculations of cutting temperature. Part 2

Emelianov S. G., Yatsun E. I., Remnev A. I., Shvets S. V. — Mechanism of chip-twisting at the metal cutting

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Zmievsky V. I. — Basic foundation of development the Federal Accreditation Service in Russia and recommendations for use the experience of other countries

Fedorov V. K., Arkhiptsev S. A. — Cooperation as a factor in the reducing the risks of work-in-process origination in the engineering

TECHNICAL INFORMATION

Trembovelsky L. G., Kushvid R. P. — An integrated assessment of the fuel-speed characteristics and productivity of the vehicles

Exhibition "Heat Treatment-2010"

The Third International Forum "Expopriority-2011"

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

Сдано в набор 27.04.2011. Подписано в печать 14.06.2011.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 11,87. Заказ 451.

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 621.82

А. М. РУБИН, канд. техн. наук (г. Москва), e-mail: bone-1@mail.ru

Расчетная модель резьбовых соединений при равномерном распределении нагрузки по виткам резьбы

Рассматриваются задачи равномерного распределения контактных усилий по виткам резьбы при наличии технологических зазоров. Решение направлено на развитие технологий в целях рационального распределения нагрузки между витками резьбы.

Ключевые слова: резьба, витки, затяжка, усилие, нагрузка, распределение.

The paper considers the problems of uniform distribution of contact forces on the thread coils in the presence of technological gaps. The decision is aimed on developing of the technologies for efficient load distribution between the turns of the thread.

Keywords: thread, coils, tightening, force, load, distribution.

В резьбовых соединениях разные витки воспринимают разные по величине нагрузки. В идеализированном соединении нагрузки возрастают к нижним виткам относительно опорного торца гайки. Однако наиболее нагруженной может оказаться любая пара витков [1].

На распределение нагрузки между витками значительное влияние оказывают зазоры между поверхностями витков винта и гайки. Предположим, что возможно целенаправленное использование зазоров для более равномерного распределения нагрузки между витками.

Для численного решения контактных задач будем использовать некоторые представления из работ [2—4] и известную стержневую модель соединения с постоянной (для упрощения) податливостью элементов соединения (рисунок). Исходные данные: $w = 10^{-5}$ мм — совместное единичное перемещение контактирующих витков резьбы и гайки; $d = 0{,}5 \cdot 10^{-5}$ мм — суммарное единичное перемещение от растяжения и сжатия соответственно винта и гайки.

Для k участков соединения матрица системы линейных уравнений порядка $(k + 1)$ имеет вид:

$$\mathrm{WX} = \Delta, \qquad (1)$$

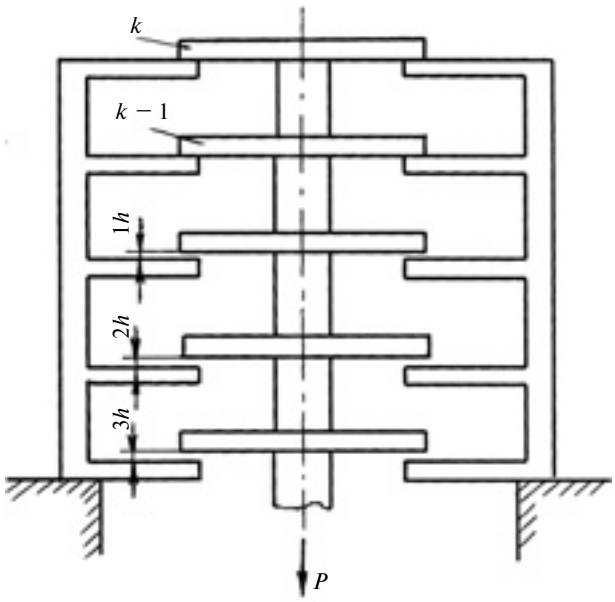
где

$$\mathrm{W} = \begin{vmatrix} -w & 0 & 0 & 0 & \dots & -1 \\ w-d & -w & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & w-d & -w & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & & & & & \\ 0 & 0 & \dots & w-d & -w & 0 \\ 1 & 1 & \dots & 1 & 1 & 0 \end{vmatrix};$$

$$\mathrm{X} = \begin{vmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ \vdots \\ X_k \\ X_{k+1}^{\delta} \end{vmatrix}; \quad \Delta = \begin{vmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \\ \vdots \\ h_k \\ P \end{vmatrix}.$$

Здесь $h_{i=1\div k}$ — зазоры (натяги) между витками резьбы; $X_{i=1\div k}$ — неизвестные контактные усилия; X_{k+1}^{δ} — смещение условной заделки; P — усилие затяжки.

В системе уравнений (1) при нулевых зазорах первое уравнение отражает равенство перемещений первого витка и условной заделки; второе уравнение учитывает влияние перемещений элементов



винта и гайки первого участка на перемещения витков второго участка, аналогичны зависимости и для остальных участков.

Первоначальный контакт в зависимости от распределения и величины зазоров может возникнуть в любых двух парах витков при нулевых значениях соответствующих зазоров, в результате чего возникает натяг этих витков в винте и гайке. Предположим, что зазоры в соединении устанавливаются таким образом, что контакт достигается в двух последних (верхних) относительно опорного торца гайки парах витков k и $(k-1)$.

Рассмотрим схему соединения для двух стержневых участков и трех пар витков соответственно. Предположим, что первая (относительно опорного торца гайки) пара витков устанавливается с некоторым зазором. Поэтому контакт достигается во второй и третьей парах витков.

Сначала рассмотрим задачу для одного участка. Система уравнений (1) для двух пар витков принимает вид:

$$\begin{cases} -wX_2 = X^{\delta 2}; \\ wX_2 - dX_2 - wX_3 = 0; \\ X_2 + X_3 = P. \end{cases} \qquad (2)$$

В соответствии со вторым уравнением системы (2) прогиб третьего витка был бы равен прогибу второго витка при абсолютно жестких стержне винта и теле гайки. На самом деле длина растянутого стержня винта увеличивается, а сжатого тела гайки уменьшается на величину dX_2.

При включении в работу первых витков, т. е. при смещении $X^{\delta 2} = h$, система уравнений (1) для трех пар витков принимает вид:

$$\begin{cases} -wX_1 = X^{\delta 1}; \\ wX_1 - dX_1 - wX_2 = -h; \\ wX_2 - dX_2 - wX_3 = 0; \\ X_1 + X_2 + X_3 = P. \end{cases} \qquad (3)$$

В момент включения в работу первого витка $X_1 \approx 0$. В этом случае решения контактной задачи для двух пар витков [система уравнений (2)] и для трех пар витков [система уравнений (3)] идентичны.

Система (3) для трех пар витков наследует предварительный натяг от системы (2) для двух пар витков. Связь между первыми и вторыми витками [второе уравнение системы (3)] устанавливается с учетом напряженного состояния вторых витков. При $X_1 = 0$ система уравнений (3) сводится к системе уравнений (2).

В табл. 1 представлены результаты расчета контактных усилий по виду транспонированных матриц Δ и X при $P = 6$ Н для одного участка и двух пар витков.

Предположим далее применительно к двум участкам и трем парам витков ($k = 3$), что смещение $X^{\delta 2} = -0{,}4^{-4}$ мм соответствует зазору витков $(k-2)$ винта и гайки, т. е. $P = 6$ Н достаточно, чтобы ликвидировать зазор первого витка. В этом случае витки $k-2$ "включаются" и в исходных данных принимаем $h_2 = -0{,}4^{-4}$ мм. По результатам расчета можно ожидать $X_1 \approx 0$ в витках $(k-2)$ (табл. 2).

Проверим действие натяга для трех участков снятием усилия затяжки $P = 6$ Н; тогда уравнение (1) решается без условия равновесия (табл. 3).

Таблица 1

Δ	0	0	$P = 6$ Н
X	4	2	$X^{\delta 2} = -0{,}4^{-4}$ мм

Таблица 2

Δ	0	$-0{,}4^{-4}$	0	$P = 6$ Н
X	$-0{,}2^{-6}$	4	2	$X^{\delta 1} = -0{,}2^{-2}$ мм

Таблица 3

Δ	0	$-0{,}4^{-4}$	0
X	$-0{,}2^{-6}$	4	2

Решения контактной задачи, приведенные в табл. 2 и 3, идентичны. Заметим, что при нагружении соединения $P < 6$ Н в соответствии с табл. 2 условия равновесия при решении уравнений (1) не выполняются, что свидетельствует о нарушении условий нагружения физической модели соединения. При $P > 6$ Н происходит перераспределение усилий затяжки по трем виткам, т. е. модель адекватна относительно условий нагружения.

Таким образом, по результатам затяжки витков k и $(k - 1)$ ликвидируется зазор витков $(k - 2)$. Снимем усилие затяжки и зафиксируем напряженно-деформированное состояние соединения в соответствии с величиной смещения условной заделки в витке $(k - 1)$. После включения в работу витков $(k - 2)$ возрастание нагрузки возможно лишь при превышении порогового уровня натяга, соответствующего усилию затяжки $P = 6$ Н.

Представим модель стержневого соединения, в котором усилие P затяжки заменим на пружину, установленную между вторым и третьим витками. Если при работающем первом витке приложенное усилие P_1 меньше усилия P сопротивления силовой пружины, то условия равновесия системы уравнений (3) не соблюдаются. При дальнейшем увеличении усилия затяжки происходят выравнивания контактных усилий в первых и вторых витках и возрастание контактных сил во всех трех парах витков.

В табл. 4 приведено решение задачи при постепенном увеличении усилия затяжки, в результате чего устанавливается равенство контактных усилий в наиболее нагруженных первых витках.

Величина условного смещения $X^{\delta 1} = hw/d = -0{,}8^{-4}$ мм может быть установлена из условий равенства контактных сил X_1 и X_2 в системе уравнений (3).

Для сравнения рассмотрим распределение нагрузки в трех парах витков при свободном нагружении и усилии затяжки $P = 20$ Н (табл. 5).

Далее решается задача выравнивания усилий затяжки применительно к четвертым виткам (табл. 6). Величина натяга, устанавливаемая путем регулирования усилия затяжки, должна быть постоянной на каждом шаге нагружения и равна смещению условной заделки.

Для сравнения приведем распределение нагрузки в четырех парах витков при свободном нагружении, усилие затяжки $P = 28$ Н (табл. 7).

Результат равномерного распределения усилий по всем виткам, включая последний, нетрудно предвидеть, если воспользоваться натягом $h = -Pd/k$, устанавливаемым из условий равенства контактных сил системы уравнений (1). В таком случае усилия затяжки для соединений из двух, трех и четырех витков составят 16, 24 и 32 Н соответственно.

Таблица 4

Δ	0	$-0{,}4^{-4}$	0	$P = 20$ Н
X	8	8	4	$X^{\delta 1} = -0{,}8^{-4}$ мм

Таблица 5

Δ	0	0	0	$P = 20$ Н
X	11,4	5,7	2,9	$X^{\delta 1} = -0{,}11^{-3}$ мм

Таблица 6

Δ	0	$-0{,}4^{-4}$	$-0{,}4^{-4}$	0	$P = 28$ Н
X	8	8	8	4	$X^{\delta 1} = -0{,}8^{-4}$ мм

Таблица 7

Δ	0	0	0	0	$P = 28$ Н
X	14,9	7,5	3,7	1,9	$X^{\delta 1} = -0{,}15^{-3}$ мм

Таким образом, достижение равномерного контакта по виткам резьбы предполагает изготовление соединения с первоначальным нулевым контактом в последних (относительно опорного торца) двух парах витков. Остальные витки следует выполнять с учетом кинематических смещений при последовательно увеличивающихся по направлению к опорному торцу зазорах, а монтаж соединения проводится при последовательно возрастающем усилии затяжки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Блаер И. Л.** Расчетные схемы резьбовых соединений // Вестник машиностроения. 2007. № 10. С. 3—8.
2. **Рубин А. М.** Численное решение задачи распределения контактных усилий по виткам резьбы // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2001. № 2. С. 45—48.
3. **Рубин А. М.** Контактные задачи резьбовых соединений, сопряженных по посадке // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2001. № 4. С. 62—64.
4. **Рубин А. М.** К выбору расчетной модели контактной задачи резьбовых соединений // Вестник машиностроения. 2002. № 5. С. 22, 23.

УДК 62-82/-83

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

Новые программные средства многокритериального проектирования многодвигательных электрогидравлических приводов

Предложен диалоговый алгоритм многокритериального проектирования многодвигательных электрогидравлических приводов. Описано назначение и функционирование прикладных программ из 33 модулей.

Ключевые слова: электрогидравлические приводы, проектирование.

An interactive algorithm of multi-criterion design of the multi-motor electro-hydraulic drives is proposed. Description of the purpose and operation of the application programs of 33 modules is presented.

Keywords: electro-hydraulic drives, design.

Создание многодвигательного электрогидравлического привода (МДЭГП) со случайными вариациями параметров, имеющего наилучшие характеристики, стало возможным благодаря накопленному опыту применения математических моделей и ЭВМ для проектирования сложных систем [1—4]. Быстрое развитие автоматизированного проектирования технических объектов объясняется совершенствованием информационных технологий и средств вычислительной техники. Знание компоновочных и конструктивных особенностей МДЭГП, опыт моделирования и системный подход к анализу и синтезу привода позволяют, используя компьютер, формализовать и решить многие задачи проектирования.

Сегодня информационные технологии широко используются в решении задач автоматизированного проектирования и, в частности, проектирования МДЭГП, которое осуществляется в диалоговом режиме (проектировщик—ЭВМ) и включает в себя решение задач статики, динамики, энергетики, надежности, а также выбор конструктивных и эксплуатационных параметров, максимально соответствующих совокупности ряда критериев качества проектируемого привода [5]. Диалоговый режим проектирования позволяет наиболее полно использовать квалификацию и инженерную интуицию проектировщика и возможности ЭВМ в обработке трудноформализуемой информации [1].

Диалоговый алгоритм многокритериального проектирования и поиска компромиссных решений

В основе диалогового алгоритма лежит метод, разработанный и апробированный И. М. Соболем и Р. Б. Статниковым [6], развитие которого применительно к проектированию МДЭГП отражено в работах [5, 7, 8]. Автоматизированное проектирование привода отождествляется с решением задач многокритериальной оптимизации, обеспечивающей многовариантные исследования. Наряду с методом Парето применен метод непараметрического взвешивания [9], позволивший формализовать нахождение ряда решений с помощью компьютера.

Сущность диалогового алгоритма состоит в том, что множество возможных решений формируется с помощью компьютера, а наилучшее — выбирает проектировщик. В пространстве параметров проектируемого привода находится пробная точка (число пробных точек задается в диалоге) и определяются ее координаты, которые являются одним из вариантов значений искомых параметров. Для каждой пробной точки рассчитываются критерии, число которых задает проектировщик. Для всех пробных точек и вычисленных значений критериев формируется массив испытаний, который аккумулирует необходимую для анализа получаемых вариантов решений информацию о том, в каких пределах находятся значения критериев для каждой пробной точки, сколько точек отвечает малым значениям критериев, каковы их средние значения. Массив испытаний упорядочивается, представляется в форме таблиц, графиков, т. е. в удобном виде. Решающим фактором при выборе лучшего варианта является совокупность наименьших значений критериев анализируемого массива, т. е. выполняется частичный машинный анализ проектируемого привода.

Важнейшим моментом является выбор метода нахождения компромиссного решения: непараметрическое взвешивание или неформальный анализ массива испытаний. В обоих случаях выбор параметров представляет собой эвристический итерационный процесс: проектировщик задает значимость вычисленных критериев; анализирует полученное с помощью компьютера решение; изменяет значимость того или иного критерия и при необходимости выполняет повторный выбор параметров. При неформальном анализе массива испытаний из множества допустимых решений находят наиболее эффективные пробные точки и выбирают компромиссный вариант. На основе значений локальных критериев качества формируется сово-

купность глобальных критериев МДЭГП. С учетом преемственности результатов испытаний процедура вычислительного эксперимента повторяется и компьютер выбирает оптимальное по Парето решение.

Для нахождения оптимального решения по методу непараметрического взвешивания проектировщик должен: сформулировать (ввести) правило предпочтения критериев; определить с помощью компьютера возможное оптимальное решение; провести имитационное моделирование с выбранными параметрами и получить для соответствующего уровня проектирования (задачи статики, динамики, энергетики, надежности) соответствующие характеристики; проанализировать полученные результаты на соответствие заданным техническим требованиям. Если результаты не удовлетворительны, следует повторить выбор параметров, введя новое правило предпочтения критериев. Таким образом, из множества возможных оптимальных решений, соответствующих различным правилам предпочтения, выбирается приемлемое. Результаты распечатываются в виде таблиц, графиков или текстовой информации.

Пакет прикладных программ "KVPAS"

Диалоговая система проектирования "KVPAS" представляет собой пакет прикладных программ (ППП) для реализации выбора оптимальных параметров привода по совокупности критериев путем вычислительного эксперимента на имитационных моделях. Задача решается для типовых структур электрогидравлических приводов, широко используемых на практике. Предполагается, что математическая модель проектируемого привода известна, алгоритмы вычисления определены. Диалоговый режим реализован стандартными средствами операционной системы MS DOS. Пакет программ разработан по модульному принципу и принципу обучающей системы, интерпретирующей указания пользователя, что обеспечивает наилучший выбор параметров привода с учетом многих критериев.

Постановка задачи выбора параметров МДЭГП по вектору критериев

Считаем, что математическая модель МДЭГП как элемента системы управления задана с точностью до вектора неизвестных параметров $\vec{V} = \{V_1, V_2, ..., V_n\}$ и предполагаем, что можно указать разумные пределы изменения каждого параметра, точнее верхнюю и нижнюю границы изменений. Эти ограничения выделяют в пространстве параметров допустимую область $Q(n)$, представляющую собой n-мерный объем V (см. работу [7]). Совокупность параметров $V_1, V_2, ..., V_n$ интерпретируем как координаты некоторой точки A n-мерной области $Q(n)$.

Допустим, что требования к качеству работы проектируемой системы (привода) удается формализовать (записать в виде критериев). Заданные критерии качества можно записать как вектор критериев

$$\vec{K} = \{K_1, K_2, ..., K_v\}.$$

Полагаем, что, выбрав точку A, можно рассчитать $K(A)$. Требуется определить допустимую точку $Д$, в которой K принимает минимальное значение. Эта точка является компромиссной точкой, так как среди заданных критериев качества возможны критерии, противоречащие друг другу.

Автоматизированный выбор параметров МДЭГП

Методика автоматизированного выбора параметров предполагает активный диалог разработчика и компьютера. Диалоговый режим позволяет для нахождения оптимального решения использовать трудноформализуемую информацию.

В процессе определения оптимальных параметров проектируемого МДЭГП представление разработчика о значимости отдельных критериев может меняться; кроме того, не всегда удается формализовать комплекс требований к приводу, поэтому автоматизированный выбор предполагает активную позицию разработчика при поиске приемлемого решения (допустимой точки $Д$). В связи с этим выбор оптимальных параметров привода выполняется как описанный выше эвристический итерационный процесс, который продолжается до тех пор, пока разработчик не получит приемлемое решение: $Д = Д_0$.

Для нахождения решения (допустимой "оптимальной" точки $Д_0$) разработчик должен:

1. Сформулировать правило PR предпочтения критериев.

2. Определить, используя компьютер, возможное оптимальное решение $Д_0$.

3. Рассчитать и построить статические, динамические, энергетические и надежностные характеристики привода и проанализировать их.

4. Рассмотреть пересечение областей заданных качеств, которое соответствует области одновременного достижения различных свойств, после чего либо перейти к п. 1 для повторного выбора параметров с новым правилом предпочтения, либо считать, что получено приемлемое решение, т. е. $Д = Д_0$.

Таким образом, приемлемое решение выбирается разработчиком из множества оптимальных решений $Д_0[l]$, найденных соответственно для разных правил предпочтения PR^l, где $l = 1, 2, ..., n$.

Диалоговое взаимодействие конструктора-разработчика с компьютером при использовании ППП "KVPAS" состоит из нескольких этапов, для проведения которых разработчик задает исходные данные:

1) математическую модель проектируемого (исследуемого) привода;

2) детерминированные параметры (их число, значения);

3) случайные параметры (их число, возможные границы значений);

4) функциональные ограничения (их число, возможные границы);

5) критерии качества привода (их число).

Этапы диалогового взаимодействия

Этап I — составление таблиц испытаний (выполняет ЭВМ):

1) выбор пробных точек в пространстве варьируемых параметров;

2) расчет обобщенных коэффициентов динамической модели в каждой пробной точке;

3) вычисление критериев в пробных точках;

4) составление таблиц испытаний и вычисление статистических характеристик по каждому критерию.

Этап II — выбор критериальных ограничений (выполняет разработчик):

1) просмотр таблиц испытаний по отдельным критериям;

2) назначение ограничений для каждого критерия;

3) нормирование критериев и составление таблиц испытаний.

Этап III — проверка наличия точек, удовлетворяющих всем ограничениям (выполняет ЭВМ):

1) перебор значений всех критериев по соответствующим таблицам в точках, удовлетворяющих выбранному критериальному ограничению;

2) установление допустимых точек (координаты оптимальной точки).

Этап IV — оценка оптимальности динамической структуры привода (выполняет ЭВМ):

1) расчет вероятности достижения требуемых свойств в допустимых точках при вариациях вектора случайных параметров;

2) составление таблиц значений вероятности для различных допустимых пробных точек;

3) определение максимальной вероятности достижения требуемых свойств привода.

Назначение и взаимодействие программных модулей

Алгоритм работы пакета прикладных программ ППП "KVPAS" приведен на рис. 1. Назначение программ:

1. KVPAS — организационная программа вычислительного эксперимента, обеспечивает порядок выполнения подпрограмм системы.

2. CHT — ввод таблицы направляющих числителей, необходимых для выбора пробных точек LPt-последовательности, равномерно расположенных в пространстве параметров проектируемого привода.

3. KPR — ввод исходных данных контрольного примера, иллюстрирующего анализ и синтез известного объекта, проверка работоспособности диалоговой системы проектирования.

4. TOB — ввод исходных данных проектирования МДЭГП, выбор необходимых для расчета локальных и глобальных критериев качества.

5. STA — имитационное моделирование статических свойств проектируемого привода (расчет

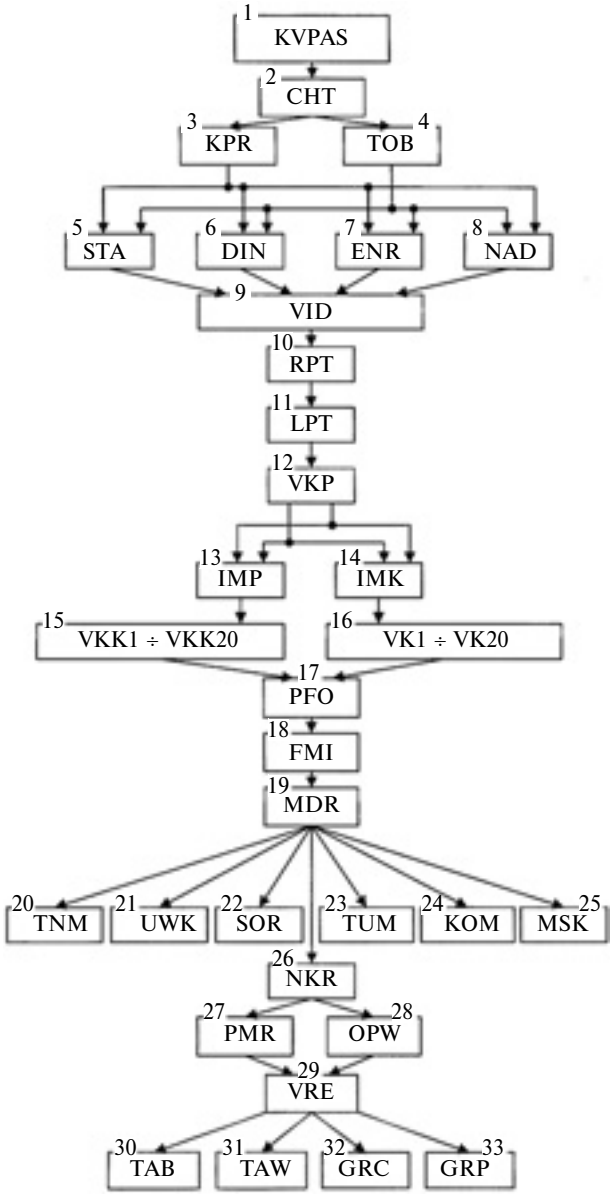


Рис. 1. Алгоритм взаимодействия программных модулей ППП "KVPAS"

скоростной, силовой, механической и моментно-кинетической характеристик).

6. DIN — имитационное моделирование динамических свойств проектируемого привода (расчет переходных процессов и логарифмических амплитудно-фазовых частотных характеристик).

7. ENR — имитационное моделирование энергетических свойств исполнительной части проектируемого привода (расчет моментно-энергетических, нагрузочных характеристик и мощности привода).

8. NAD — имитационное моделирование характеристик надежности проектируемого привода (расчет вероятности достижения требуемого ресурса МДЭГП).

9. VID — бесформатный ввод исходных данных (число пробных точек, число и границы параметров имитационной модели, число учитываемых критериев качества, число и значения функциональных ограничений), контроль правильности ввода.

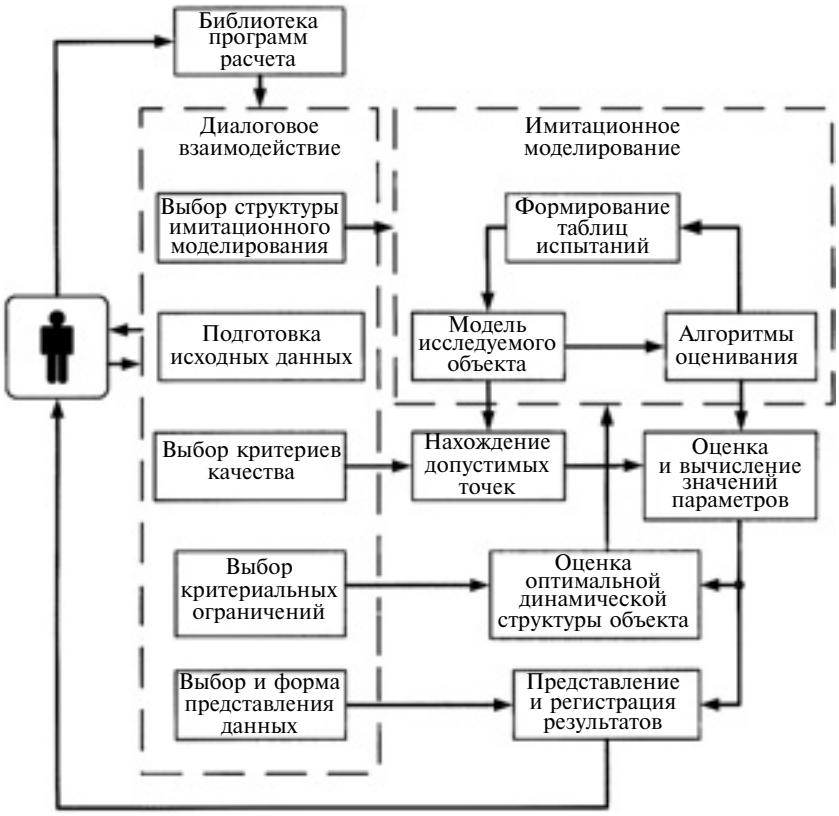


Рис. 2. Функциональная схема пакета прикладных программ

10. RPT — расчет координат пробных точек в пространстве параметров привода.

11. LPT — датчик координат пробных точек LPt-последовательности.

12. VKP — организация последовательности вычисления критериев, формирования матрицы вычисленных значений и запоминания номеров неучтенных пробных точек.

13. IMP — имитационное моделирование проектируемого электрогидравлического привода.

14. IMK — имитационное моделирование объекта в контрольном примере.

15. VKK1÷VKK20 — вычисление до 20 критериев качества для контрольного примера.

16. VK1÷VK20 — вычисление до 20 критериев качества проектируемого МДЭГП.

17. PFO — проверка выполнения функциональных ограничений и вывод информации (номера и значения невыполненных ограничений, число неучтенных пробных точек испытаний).

18. FMI — формирование массива и таблиц вычисленных значений критериев для соответствующих пробных точек.

19. MDR — нахождение множества допустимых решений, удовлетворяющих совокупности требуемых значений критериев качества.

20. TNM — представление неупорядоченных массивов испытаний в форме таблицы, удобной для анализа результатов.

21. UWK — упорядочение вычисленных значений критериев в виде вариационного ряда для всех пробных точек испытаний.

22. SOR — сортировка значений вычисленных значений критериев по убыванию; нахождение минимальных и максимальных значений пробной точки.

23. TUM — представление упорядоченных и нормированных массивов испытаний в виде таблиц.

24. KOM — формирование корреляционной матрицы критериев *N*-го испытания. Расчет статистических характеристик (математическое ожидание, среднеквадратическое отклонение, коэффициент корреляции) вероятностного распределения значений критериев.

25. MSK — коррекция изучаемой таблицы испытаний путем удаления неэффективных пробных точек и соответствующих значений критериев.

26. NKR — организация процедуры нахождения компромиссного решения.

27. PMR — нахождение оптимального по Парето множества допустимых решений вычислительного эксперимента.

28. OPW — выбор оптимального варианта из множества допустимых решений по методу непараметрического взвешивания.

29. VRE — вывод на видеотерминал и принтер результатов автоматизированного проектирования в форме таблиц, графиков.

30. TAB (числовая информация) — таблица направляющих числителей.

31. TAW — запись таблицы направляющих числителей TAB на диск.

32. GRC — вывод графической информации на видеотерминал.

33. GRP — вывод графической информации на принтер (PRN).

Схема функционирования ППП "KVPAS" приведена на рис. 2, некоторые модули ППП опубликованы (например, в работе [10]).

Таким образом, по совокупности критериев качества выбираются численные значения параметров МДЭГП. На основании заданной структуры многодвигательного соединения в вычислительном эксперименте с помощью компьютера анализируются области допустимых статических, динамических, энергетических, надежностных и композиционных свойств, удовлетворяющих одновременному выполнению заданных критериев.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Автоматизированное** проектирование машиностроительного гидропривода / Под ред. проф. С. А. Ермакова. М.: Машиностроение, 1988. 378 с.

2. **Белова Д. А., Кузин Р. Е.** Применение ЭВМ для анализа и синтеза автоматических систем управления. М.: Энергия, 1979. 312 с.

3. **Хотько С. Т.** Проектирование систем управления с нестабильными параметрами. Л.: Машиностроение, 1987. 324 с.

4. **Шароватов В. Т.** Обеспечение стабильности показателей качества автоматических систем. Л.: Энергоатомиздат, 1987. 346 с.

5. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Новые программные средства ЭВМ многокритериального проектирования САУ с многодвигательным электрогидравлическим приводом // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 275 – В 2010). 2010. № 7. Б/о 44. 16 с.

6. **Соболь И. М., Статников Р. Б.** Выбор оптимальных параметров со многими критериями. М.: Наука, 1981. 386 с.

7. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Стохастический характер свойств систем автоматического управления с многодвигательным электрогидравлическим приводом // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 112 – В 2010). 2010. № 4. Б/о 40. 15 с.

8. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Анализ влияния разброса значений параметров гидроусилителей на динамику САУ // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 111 – В 2010). 2010. № 4. Б/о 34. 12 с.

9. **Живоглядов В. П., Медведев А. В.** Непараметрические алгоритмы адаптации. Фрунзе: Изд-во КПИ, 1974. 324 с.

10. **Кузнецов В. П., Медведев Ю. А.** Вероятностный подход к расчету многодвигательного гидропривода // Пневматика и гидравлика: Приводы и системы управления. Вып. 9. М.: Машиностроение, 1982. С. 51—58.

УДК 620.178

Г. М. СОРОКИН, д-р техн. наук, И. Б. КУРАКИН, канд. техн. наук (РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина), тел.: (499) 135-87-46

Новые критерии ранжирования сталей по механическим свойствам

Предложен новый критерий для определения механических свойств сталей, применимый в различных отраслях машиностроения и на разных стадиях технологических процессов изготовления машин.

Ключевые слова: стали, механические свойства, критерий ранжирования.

A new criterion for determining the mechanical properties of steels, which is applicable in various engineering industries and at various stages of technological processes of the machines manufacturing, is proposed.

Keywords: steels, mechanical properties, test of ranking.

Вся история трибологии как науки служит убедительным подтверждением того, что одно из важнейших направлений исследований ученых не только в России, но и за рубежом — поиски критериев ранжирования сталей с целью выбора из них лучших по физико-механическим свойствам, способных работать в контакте с абразивом при любых видах изнашивания. Например, кафедра металловедения РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина посвятила решению этой проблемы много лет. На первом этапе были обстоятельно исследованы механические свойства сталей всех классов, их взаимосвязь и роль в процессах изнашивания при различных условиях взаимодействия с абразивом: при трении скольжения, при ударе, в потоке абразива, в незакрепленной абразивной массе. Проверяли практически все стандартные характеристики механических свойств на возможность их использования в качестве показателя износостойкости стали.

Многократно экспериментально подтверждено, что при равных значениях одного из показателей прочностных свойств ($\sigma_в$, $\sigma_{0,2}$, *HRC*) ряда сталей выявляется семейство кривых, различающихся по износостойкости (рис. 1). При поисках причин этого были основания предположить существование еще одного показателя из числа механических свойств материала, влияние которого имеет неявный вид.

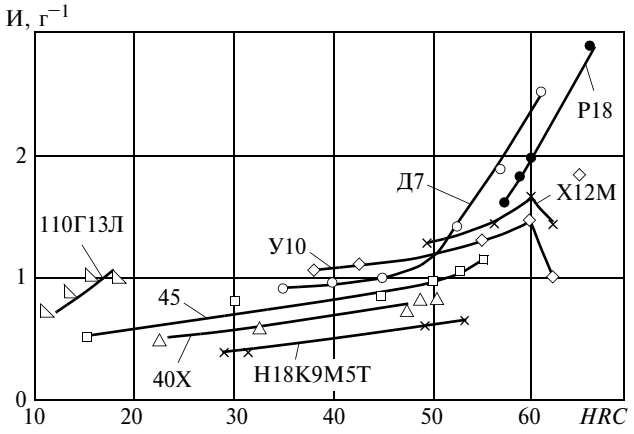


Рис. 1. Зависимости износостойкости сталей от их твердости

Для доказательства этого предположения проверяли различные способы оценки результатов исследования износостойкости сталей. Возникла идея ввести в число оценочных критериальных характеристик наряду с показателями прочности и твердости показатель пластичности — относительное сужение ψ. Обработка результатов испытаний сталей при трении скольжения по трем характеристикам — $\sigma_в$, *HRC*, ψ дала ответ на интересовавший исследователей много лет вопрос: почему при равенстве одной из характеристик прочности формируется семейство кривых (рис. 2) с разной износостойкостью.

При последующих исследованиях в этой области выявились новые трудности, связанные с возможностью оценки износостойкости сталей карбидного класса (Р9, Р18, Х12М и др.), которые в условиях одноосного растяжения уступают сталям перлитного, мартенситного и аустенитного классов, но по износостойкости превосходят все известные стали вследствие способности карбидной фазы разрушать абразив и тем самым повышать износостойкость стали. Надо было искать в вариантах критериев показатель, способный учесть влияние карбидной фазы на износостойкость через твердость. В итоге оказалось, что из многочисленных вариантов достаточно достоверно ранжирует стали с карбидным упрочнением критерий, учитывающий не только произведение $\sigma_в\psi$, но и твердость (рис. 3), т. е. имеющий вид:

$$\sigma_в\psi + HV. \qquad (1)$$

Этот критерий позволил объяснить преимущество сталей с карбидным упрочнением, но главное его достоинство в том, что он почти линейно ранжирует стали по износостойкости и позволил объяснить эту зависимость с металловедческих позиций. Стало очевидным, что износостойкость лю-

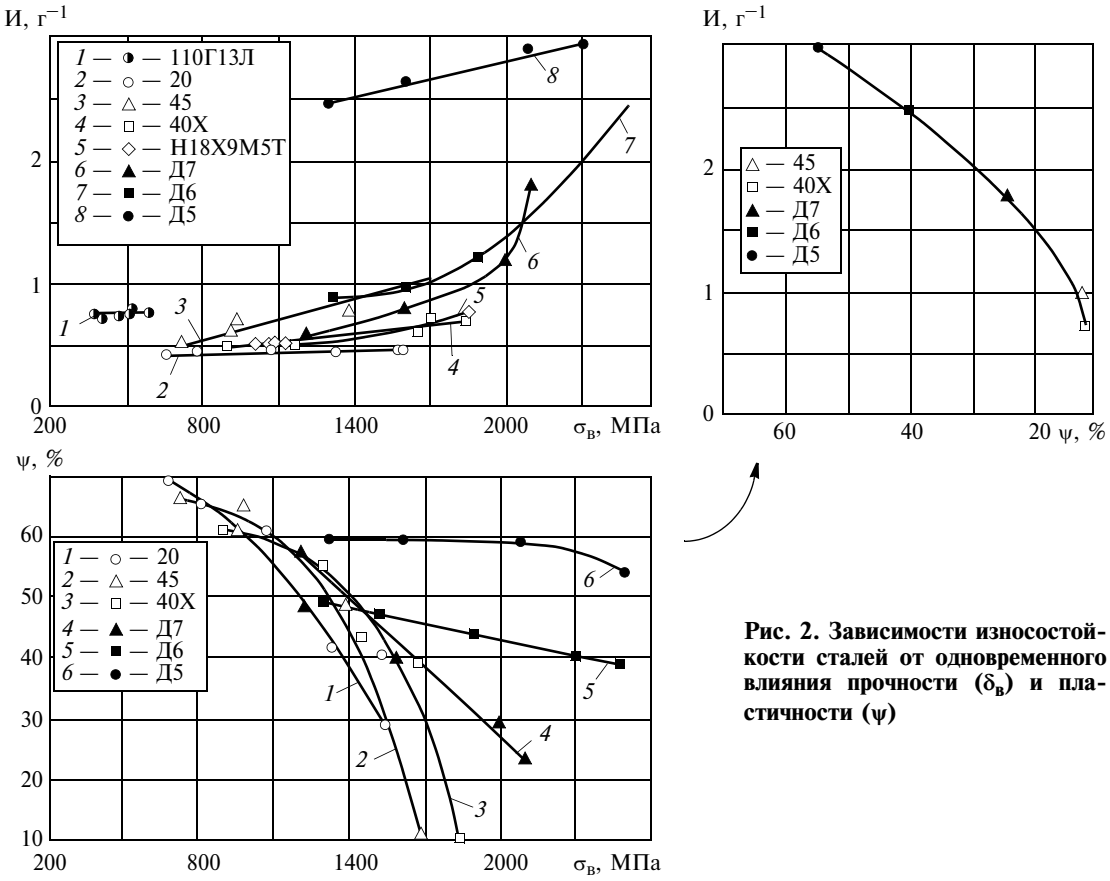


Рис. 2. Зависимости износостойкости сталей от одновременного влияния прочности ($\delta_в$) и пластичности (ψ)

бой стали определяют три характеристики: предел прочности, твердость и показатель ψ пластичности. Эти критерии позволяют определенно заключить, что механическое изнашивание под воздействием абразива по своей природе можно считать типичным разрушением, которое происходит по законам, выявленным при изучении разрушения твердого тела.

Предложенный критерий будет достоверно ранжировать стали, предназначенные для эксплуатации в условиях статического и длительного нагружения без изнашивания, так как входящий в него критерий $\sigma_в\psi$ хорошо коррелирует с пределом выносливости (рис. 4).

Критерий (1) убедительно подтверждает огромную роль пластичности во всех вариантах разрушения, равно как и определяющее значение прочностных характеристик — предела прочности и твердости.

Новый критерий для определения механических свойств сталей может быть широко применен в различных отраслях машиностроения, при решении различных технических задач на разных стадиях технологических процессов изготовления машин, механизмов, инструмента, а также при проведении ремонтных работ. Критерий можно использовать:

при определении пригодности машиностроительных сталей по прочностным показателям для работы в условиях статического длительного совместного нагружения, в том числе при контакте сталей с абразивами различных видов и при различных условиях взаимодействия абразива с рабочими поверхностями деталей машин;

при оценке прочностных возможностей сталей различных структурных классов (перлитного, мартенситного, карбидного, ферритного, аустенитного) и разного технологического применения (штамповых, пружинных, инструментальных, цементуемых, нецементуемых).

Металлургов этот критерий может ориентировать в отношении целесообразности выбора легатуры для обеспечения высоких показателей прочности, твердости и пластичности. Трибологов он освобождает от трудоемких и длительных испытаний на изнашивание, которые ранее были необходимы для оценки износостойкости стали.

Появилась возможность ранжировать все группы сталей, представленные в марочниках, что позволит выявить низкопрочные стали и снять их с производства. Такое сокращение перечня сталей металлургического производства страны обеспечит повышение долговечности оборудования в различных отраслях промышленности, что даст огромный экономический эффект.

В перспективе следовало бы провести такое ранжирование сталей по отраслям машиностроения: нефтяное машиностроение; станкостроение; сельскохозяйственная техника; автомобильное производство; авиация и военная техника и т. д. Это позволит руководителям отраслей оценить качество и количество сталей, применяемых для изготовления машин в каждой отрасли, и провести целесообразное сокращение перечня применяемых сталей, исключив низкопрочные, не удовлетворяющие предлагаемому критерию. Это будет способствовать не только упорядочению металловедческой службы каждой отрасли, но и повышению ее экономической эффективности. Ранжирование сталей по их свойствам с помощью предлагаемого критерия позволит выявить группы сталей с равными или близкими свойствами и определить целесообразность их применения. В настоящее время в группе низкопрочных, низколегированных цементуемых сталей насчитывается около 30 марок (15Х, 15ХА, 20Х, 20ХГ, 19ХФ, 15ХР и т. д.) с практически одинаковыми свойствами (рис. 5, *а*). В группе низколегированных сталей — 25 марок; свойства большинства из них имеют по предложенному кри-

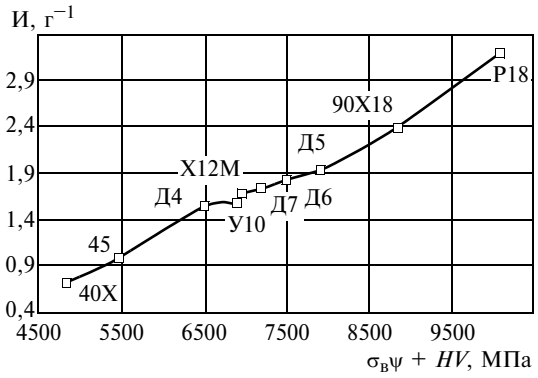


Рис. 3. Взаимосвязь износостойкости сталей с критерием $\delta_в\psi$ + *HV*

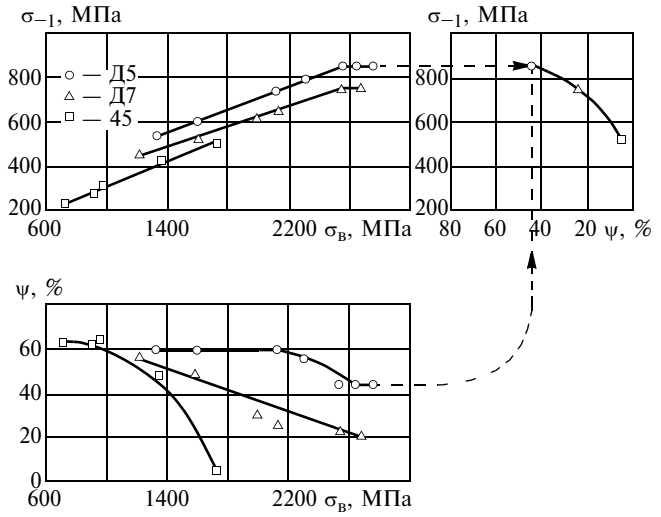


Рис. 4. Зависимости предела выносливости σ_{-1} сталей от предела прочности $\delta_в$ и относительного сужения ψ

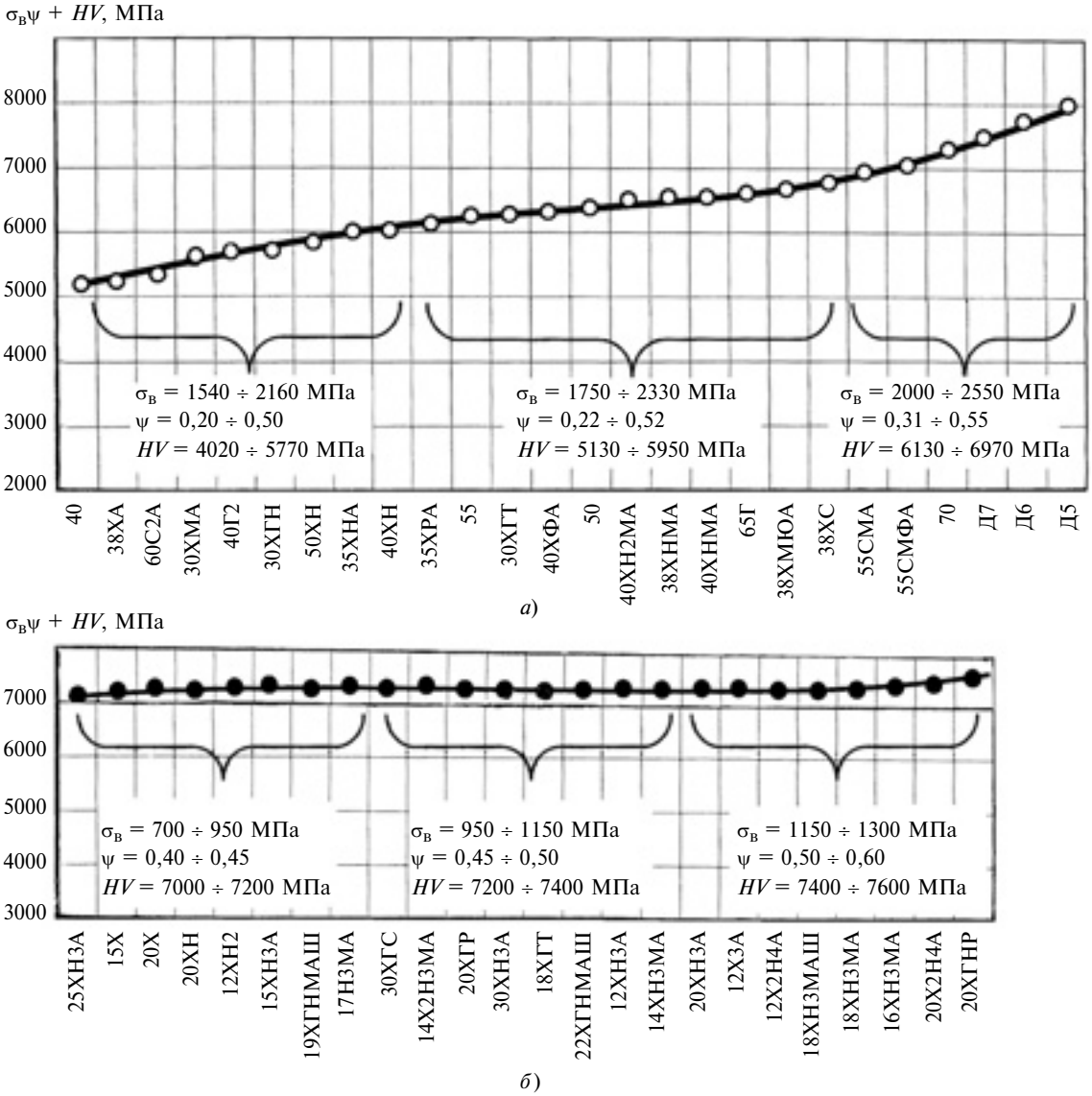


Рис. 5. Значения критерия $\delta_в\psi$ + *HV* в зависимости от механических свойств цементуемых (*а*) и нецементуемых (*б*) сталей

терию незначительные различия (рис. 5, *б*). Аналогичная ситуация возможна при ранжировании сталей по предложенному критерию и в других группах сталей.

Кроме того, новый метод оценки механических свойств сталей будет стимулировать металлургов на разработку сталей с новым химическим составом с учетом возможных механических свойств, которые с его помощью можно будет определить непосредственно в процессе выплавки. Проблема разработки химического состава новых высокопрочных сталей продолжает оставаться актуальной; особенность ее в том, что разрабатывая новую сталь, авторы ориентируются, прежде всего, на существующие стали, применяемые в этой области. Новый критерий позволит создавать высокопрочные стали, ориентируясь на определенный комплекс необходимых свойств, способный обеспечить работу при более высоких режимах эксплуатации. По мере ранжирования серийно применяемых сталей будет уточняться влияние легирующих элементов на определенные свойства; кроме того, новый критерий требует обязательного сочетания свойств: в равной мере высокие значения должны иметь предел прочности, пластичность и твердость.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сорокин Г. М.** Трибология сталей и сплавов. М.: Недра, 2000. 315 с.
2. **Сорокин Г. М., Куракин И. Б.** Системный анализ и комплексные критерии прочности сталей. М.: Недра, 2011. 100 с.
3. **Хрущев М. М., Бабичев М. А.** Абразивное изнашивание. М.: Наука, 1970. 248 с.

УДК 534.232:621.312

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

Электромеханические деформации и преобразование энергии пьезодвигателем наноперемещений

Исследованы электромеханические деформации и преобразование энергии пьезодвигателями нано- и микроперемещений при продольном и поперечном пьезоэффектах, получены аналитические выражения для коэффициента преобразования и КПД пьезодвигателей.

Ключевые слова: электромеханические деформации, пьезодвигатель, наноперемещения, коэффициент преобразования, КПД.

The paper considers electro-mechanical deformations and energy conversion by the piezoengines of nano- and micro-displacements at longitudinal and transverse piezoelectric effects. Analytical expressions for the conversion factor and the piezoengines efficiency have been obtained.

Keywords: electromechanical deformations, piezoengine, nano-displacements, conversion factor, efficiency.

Для применения пьезодвигателей в точных электромеханических системах нанотехнологии, нанобиологии, астрономии и микроэлектроники необходимо учитывать особенности электромеханического преобразования энергии пьезопреобразователем при продольном и поперечном пьезоэффектах и соответствующие величины коэффициентов полезного действия (КПД). Пьезодвигатель работает на основе обратного пьезоэффекта, в котором эффект перемещения достигается за счет его деформации при приложении внешнего электрического напряжения. Пьезодвигатель (пьезопреобразователь, пьезоактюатор) нано- и микроперемещений из пьезоэлектрической керамики на основе цирконата и титаната свинца марок ЦТС или PZT (например, ЦТС-19, ЦТС-21, ЦТС-23, ЦТС-26, ЦТБС-3, ПКР-7, ПКР-7V или PZT-4, PZT-5H) обеспечивает диапазон перемещения от единиц нанометров до единиц микрометров с точностью до десятых долей нанометров в статических и квазистатических режимах эксплуатации [1—8]. Увеличение диапазона перемещения пьезопривода до десятков микрометров достигается применением составного пьезодвигателя.

Определим коэффициент преобразования и КПД пьезодвигателя из закона сохранения энергии [2—6]: подведенная энергия или энергия на входе пьезодвигателя равна энергии на его выходе плюс запасенная энергия и энергетические потери.

Исходные параметры для расчетов этих коэффициентов соответствуют статическим и низкочастотным квазистатическим условиям эксплуатации пьезодвигателей с полосой пропускания до 100 Гц, которые широко используются для точной юстировки, нано- и микроперемещений в нанотехнологии и адаптивной оптике. При производстве пьезоактюаторов контролируются и ограничиваются статические параметры — пьезомодуль, гистерезис, упругие податливости, модуль Юнга, и динамический параметр — тангенс угла диэлектрических потерь. Эти параметры используются для расчета электромеханических характеристик, коэффициента преобразования и КПД пьезопреобразователей наноперемещений, работающих в статических и низкочастотных режимах [2—7], в отличие от нахождения потерь в резонансных режимах на высоких частотах при распространении волн в пьезорезонаторах и пьезопередатчиках с использованием комплексных коэффициентов — пьезомодуля, упругой податливости, диэлектрической проницаемости [8—12].

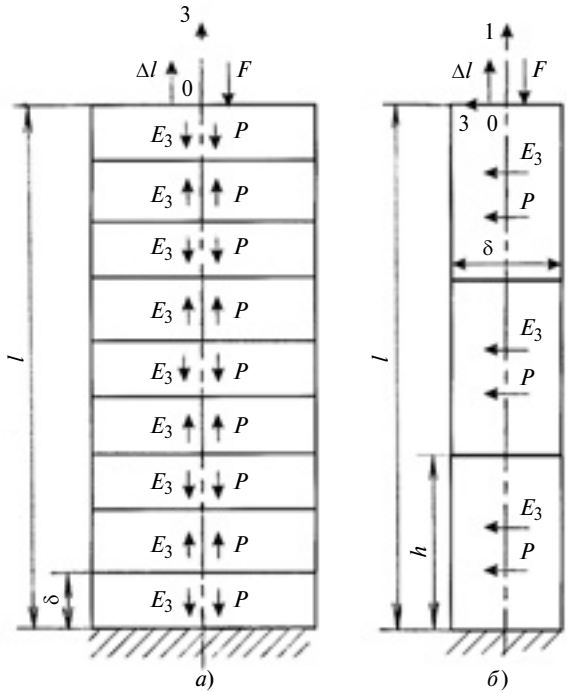
Деформация пьезодвигателя из пьезокерамики зависит от марки сегнетокерамики, поляризации и формы пьезопреобразователя. Для линейных нано- и микроперемещений используются простые или составные пьезоактюаторы прямоугольного или кольцевого типа с продольной и поперечной деформацией [4, 7]. Пьезодвигатели с возбуждением сдвиговых и крутильных деформаций для линейных наноперемещений практически не используются. Следовательно, актуальным является исследование преобразования энергии и КПД пьезодвигателей нано- и микроперемещений при продольном и поперечном пьезоэффекте.

При перемещении нагрузки по одной из осей, например по оси 3 или 1, с учетом потерь энергии по взаимно перпендикулярным осям 3, 2, 1 можно получить нижнюю (минимальную) оценку КПД по сравнению с его верхней (максимальной) оценкой при одномерной теории [2, 3, 9] с учетом потерь только по одной оси.

Рассмотрим составной пьезодвигатель при продольном (рисунок, *а*) и поперечном (рисунок, *б*) пьезоэффекте. Для пьезодвигателя энергия на входе — электрическая, на выходе — механическая, запасенная энергия — и электрическая, и механическая, энергия потерь — тепловая, в результате диэлектрических и гистерезисных потерь.

Для учета эффективности преобразования пьезодвигателем подводимой электрической энергии в механическую на выходе электромеханической системы, выбора необходимого источника питания и обеспечения требуемых механических характеристик введем коэффициент преобразования пьезодвигателя:

$$\chi = W_m/(W_m + W_s + W_l). \qquad (1)$$



Расчет потерь и тепловыделения [6] пьезодвигателя осуществляем с использованием КПД:

$$\eta = W_m/(W_m + W_l). \qquad (2)$$

В формулах (1) и (2): W_m — механическая работа; $W_s = W_c + W_e$ — запасенная энергия; W_c — энергия, накопленная в составном пьезодвигателе как конденсаторе; W_e — механическая энергия упругой деформации; $W_l = W_d + W_g$ — энергия потерь, где W_d — энергия диэлектрических потерь; W_g — энергия потерь на гистерезис.

Для определения электромеханической деформации и преобразования энергии пьезодвигателями при продольном и поперечном эффектах рассмотрим матричные уравнения состояния [8, 12], связывающие электрические и упругие переменные поляризационной пьезокерамики в общем виде: $[D] = [d][T] + [\varepsilon^T][E]$; $[S] = [s^E][T] + [d]^t[E]$.

Первое уравнение описывает прямой пьезоэффект, второе — обратный. Здесь: $[D]$ — матрица-столбец электрической индукции по координатным осям; $[S]$ — матрица-столбец относительных деформаций; $[T]$ − матрица-столбец механических напряжений; $[E]$ — матрица-столбец напряженности электрического поля по координатным осям; $[\varepsilon^T]$ — матрица диэлектрических проницаемостей; $[s^E]$ — матрица упругой податливости при E = const; $[d]^t$ — транспонированная матрица пьезоэлектрических модулей.

Поляризованная керамика представляет собой пьезоэлектрическую текстуру с симметрией ∞, m, поэтому в матрице упругой податливости будут пять независимых компонент (s^E_{11}, s^E_{12}, s^E_{13}, s^E_{33}, s^E_{55}):

$$[s^E_{jk}] = \begin{bmatrix} s^E_{11} & s^E_{12} & s^E_{13} & 0 & 0 & 0 \\ s^E_{12} & s^E_{11} & s^E_{13} & 0 & 0 & 0 \\ s^E_{13} & s^E_{13} & s^E_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s^E_{55} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s^E_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(s^E_{11} - s^E_{12}) \end{bmatrix}.$$

Транспонированная матрица пьезоэлектрических модулей $[d]^t$ в данном случае имеет вид:

$$[d_{ij}]^t = \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{15} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

где $j = 1, 2, ..., 6$; $k = 1, 2, ..., 6$; $i = 1, 2, 3$ — индексы.

Матрица диэлектрических проницаемостей $[\varepsilon^T]$ при T = const записывается в виде:

$$[\varepsilon^T] = \begin{bmatrix} \varepsilon^T_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon^T_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon^T_{33} \end{bmatrix}.$$

Направление оси P, по которому проведена поляризация, обычно принимают за направление оси 3.

Обобщенное уравнение пьезоэффекта [8] при управлении по напряжению с учетом компонент механических напряжений пьезодвигателя по соответствующим осям и свойств симметрии сегнетокерамики типа ЦТС или PZT записывается в виде: $S_j = d_{ij}E_i + s^E_{jk}T_k$, где $j = 1, 2, ..., 6$; $k = 1, 2, ..., 6$; $i = 1, 2, 3$ — индексы; $S_j = S_1 \div S_6$ − относительные деформации пьезодвигателя; $d_{ij} = d_{15}$, d_{31}, d_{33} — пьезомодули; $E_i = E_1, E_2, E_3$ — напряженности электрического поля в пьезодвигателе; $s^E_{jk} = s^E_{11}$, s^E_{12}, s^E_{13}, s^E_{33}, s^E_{55} — упругие податливости; $T_k = T_1 \div T_6$ — механические напряжения. С учетом симметрии

электромеханических характеристик сегнетокерамики имеем $d_{31} = d_{32}$ и $s_{55}^E = s_{44}^E$.

Рассмотрим работу пьезодвигателя нано- и микроперемещений при продольном и поперечном пьезоэффектах. Уравнения электроупругости [8] для пьезодвигателя:

при продольном пьезоэффекте $S_3 = d_{33}E_3 + s_{33}^E T_3$;

при поперечном пьезоэффекте $S_1 = d_{31}E_3 + s_{11}^E T_1$,

где S_3 и S_1 — относительные деформации пьезодвигателя по осям соответственно 3 и 1; d_{33} — пьезомодуль при продольном пьезоэффекте; $d_{31} = d_{32}$ — пьезомодули при поперечном пьезоэффекте; E_3 — напряженность электрического поля по оси 3; s_{33}^E и s_{11}^E — упругие податливости соответственно по осям 3 и 1 при $E = \text{const}$; T_3 и T_1 — механические напряжения соответственно по осям 3 и 1.

При приложении напряжения $U = E_3\delta$ (где E_3 — напряженность электрического поля по оси 3; δ — толщина пьезопластины) к электродам пьезодвигателя получаем выражения абсолютной деформации пьезодвигателя (см. рисунок) для статического режима работы:

при продольном пьезоэффекте $\Delta l = d_{33}nU(1 - F/F_{3\max}) = d_{33}nU(1 - f)$;

при поперечном пьезоэффекте $\Delta l = d_{31}n(h/\delta)U \times (1 - F/F_{1\max}) = d_{31}n(h/\delta)U(1 - f)$,

где Δl — абсолютное перемещение пьезодвигателя; F — сила; $F_{3\max} = d_{33}US_0/(\delta s_{33}^E)$ и $F_{1\max} = d_{31}US_0/(\delta s_{11}^E)$ — максимальные силы, развиваемые зажатым пьезодвигателем соответственно при продольном по оси 3 и поперечном по оси 1 пьезоэффектах; n — число пьезопластин; S_0 — площадь поперечного сечения, перпендикулярного к оси действия силы F; $l = n\delta$ и $S_0 = bh$, $l = nh$ и $S_0 = b\delta$ — длины и площади поперечного сечения составного пьезодвигателя соответственно при продольном пьезоэффекте и перемещении нагрузки по оси 3 и поперечном пьезоэффекте и перемещении нагрузки по оси 1; δ, h, b — толщина, высота и ширина пьезопластины; $f = F/F_{\max}$ — коэффициент силы ($F_{\max} = F_{3\max}$ при продольном и $F_{\max} = F_{1\max}$ при поперечном пьезоэффектах).

При приложении напряжения U к электродам пьезодвигателя при продольном (см. рисунок, *а*) и поперечном (см. рисунок, *б*) пьезоэффекте пьезопреобразователь деформируется [2—5], совершая при этом полезную механическую работу W_m по перемещению внешней статической нагрузки:

при продольном пьезоэффекте

$$W_m = F\Delta l/2 = d_{35}nU(1 - F/F_{3\max})F/2 = = d_{33}nU(1 - f)F/2; \quad (3)$$

при поперечном пьезоэффекте

$$W_m = F\Delta l/2 = d_{31}n(h/\delta)U(1 - F/F_{1\max})F/2 = = d_{31}n(h/\delta)U(1 - f)F/2. \quad (4)$$

Преобразуем выражения (3) и (4) к виду:

при продольном пьезоэффекте

$$W_m = d_{33}nU(1 - F/F_{3\max})fF_{\max}/2 = = f(1 - f)[d_{33}^2/(s_{33}^E\varepsilon_{33}^T)][n\varepsilon_{33}^T S_c/(2\delta)]U^2,$$

откуда получаем $W_m = f(1 - f)k_{33}^2 C_n U^2/2$;

при поперечном пьезоэффекте

$$W_m = d_{31}n(h/\delta)U(1 - F/F_{1\max})fF_{1\max}/2 = = f(1 - f)[d_{31}^2/(s_{11}^E\varepsilon_{33}^T)][n\varepsilon_{33}^T S_c/(2\delta)]U^2,$$

откуда получаем $W_m = f(1 - f)k_{31}^2 C_n U^2/2$.

Здесь: $k_{33} = d_{33}/\sqrt{s_{33}^E s_{33}^T}$ и $k_{31} = d_{31}/\sqrt{s_{11}^E\varepsilon_{33}^T}$ — коэффициенты электромеханической связи соответственно при продольной деформации пьезодвигателя по оси 3 в электрическом поле, параллельном его длине, и при поперечной деформации по оси 1 в электрическом поле, перпендикулярном к его длине; ε_{33}^T — диэлектрическая проницаемость при механическом напряжении $T = \text{const}$; $C_n = n\varepsilon_{33}^T S_c/\delta$ — емкость составного пьезодвигателя при продольном или поперечном пьезоэффекте; $S_c = bh$ — площадь конденсатора пьезопластины.

Электрическая энергия, накопленная в составном пьезодвигателе как конденсаторе, при приложении напряжения U к электродам:

при продольном пьезоэффекте

$$W_c = C_n U^2/2 = n\varepsilon_{33}^T S_c U^2/(2\delta);$$

при поперечном пьезоэффекте

$$W_c = C_n U^2/2 = n\varepsilon_{33}^T S_c U^2/(2\delta).$$

При приложении напряжения U к электродам пьезодвигателя механическая энергия упругой деформации [4, 7], накопленная в пьезопреобразователе при его деформации по трем главным взаимно перпендикулярным осям 1, 2, 3, определяется с учетом потенциальных энергий, накопленных при упругой деформации по этим осям, равных пло-

щадям соответствующих прямоугольных треугольников со сторонами $\Delta l_{\max}$ и $F_{\max}$, по выражению: $W_e = W_{e_1} + W_{e_2} + W_{e_3}$.

При продольном и поперечном пьезоэффектах для механической энергии имеем:

$$W_{e_1} = F_{1\max}\Delta l_{1\max}/2 = n d_{31}^2 S_c U^2/(2\delta s_{11}^E) \text{ —}$$

при деформации по оси 1;

$$W_{e_2} = F_{2\max}\Delta l_{2\max}/2 = n d_{31}^2 S_c U^2/(2\delta s_{11}^E) \text{ —}$$

при деформации по оси 2;

$$W_{e_3} = F_{3\max}\Delta l_{3\max}/2 = n d_{33}^2 S_c U^2/(2\delta s_{33}^E) \text{ —}$$

при деформации по оси 3.

Энергия диэлектрических тепловых потерь в квазистатическом или статическом режиме при представлении пьезопреобразователя в виде последовательной или параллельной эквивалентной электрической схемы из конденсатора и резистора, рассеивающего энергию диэлектрических потерь, выразится:

при продольном пьезоэффекте как $W_d = C_n U^2 \mathrm{tg}\delta_d/2 = n\varepsilon_{33}^T S_c U^2 \mathrm{tg}\delta_d/(2\delta)$;

при поперечном пьезоэффекте как $W_d = C_n U^2 \mathrm{tg}\delta_d/2 = n\varepsilon_{33}^T S_c U^2 \mathrm{tg}\delta_d/(2\delta)$,

где $\mathrm{tg}\delta_d$ — тангенс угла диэлектрических потерь.

По теории механического гистерезиса энергия потерь на гистерезис за один цикл деформации во всем объеме пьезодвигателя равна площади цикла для гистерезисной петли в координатах "эквивалентная сила, вызывающая деформацию, — абсолютная деформация составного пьезодвигателя". Гистерезисная петля (цикл) соответствует четырем изменениям напряжения относительно нуля: 1 — от 0 до $+U_{\max}$; 2 — от $+U_{\max}$ до 0; 3 — от 0 до $-U_{\min}$; 4 — от $-U_{\min}$ до 0. Следовательно, потери на гистерезис при однополярном изменении напряжения от 0 до $+U_{\max}$ или от 0 до $-U_{\min}$ равны четверти площади цикла для гистерезисной петли.

При кусочно-линейной аппроксимации гистерезисной петли параллелограммом соответственно для продольного пьезоэффекта при максимальном перемещении $d_{33}nU$ и остаточном гистерезисе $\gamma_{33}d_{33}nU$ и для поперечного пьезоэффекта при максимальном перемещении $d_{31}n(h/\delta)U$ и остаточном гистерезисе $\gamma_{31}d_{31}n(h/\delta)U$ получаем выражение для потерь на гистерезис при однополярном изменении напряжения: $W_g = W_{g_1} + W_{g_2} + W_{g_3}$.

При продольном и поперечном пьезоэффектах для энергии потерь на гистерезис имеем:

$$W_{g_1} = \gamma_{31}W_{e_1} = \gamma_{31}F_{1\max}\Delta l_{1\max}/2 =$$

$= \gamma_{31} n d_{31}^2 S_c U^2/(2\delta s_{11}^E)$ — при деформации по оси 1;

$$W_{g_2} = \gamma_{31}W_{e_2} = \gamma_{31}F_{2\max}\Delta l_{2\max}/2 =$$

$= \gamma_{31} n d_{31}^2 S_c U^2/(2\delta s_{11}^E)$ — при деформации по оси 2;

$$W_{g_3} = \gamma_{33}W_{e_3} = \gamma_{33}F_{3\max}\Delta l_{3\max}/2 =$$

$= \gamma_{33} n d_{33}^2 S_c U^2/(2\delta s_{33}^E)$ — при деформации по оси 3.

Здесь: γ_{31} — коэффициент гистерезиса, равный отношению остаточной деформации пьезодвигателя по оси 1 к максимальной деформации по этой оси при приложении электрического поля по оси 3; γ_{33} — коэффициент гистерезиса, равный отношению остаточной деформации пьезодвигателя по оси 3 к максимальной деформации по этой оси при приложении электрического поля по оси 3.

При ограничениях по мощности для источников питания пьезодвигателей с учетом коэффициента преобразования (1) получаем следующие выражения:

при продольном пьезоэффекте

$$\chi_{33} = 0{,}5f(1-f)/\{0{,}5f(1-f) + [k_{31}^2(1+\gamma_{31}) + 0{,}5(1+\mathrm{tg}\delta_d)]/k_{33}^2 + 0{,}5\gamma_{33} + 0{,}5\}; \quad (5)$$

при поперечном пьезоэффекте

$$\chi_{31} = 0{,}5f(1-f)/\{0{,}5f(1-f) + 0{,}5[k_{33}^2(1+\gamma_{33}) + (1+\mathrm{tg}\delta_d)]/k_{31}^2 + \gamma_{31} + 1\}. \quad (6)$$

Следовательно, коэффициенты преобразования в унифицированном виде выразятся как $\chi_{ij} = f(1-f)/[f(1-f) + a_{ij}]$, где коэффициент $a_{ij} = a_{33}$ или a_{31}.

Тогда при продольном пьезоэффекте $a_{33} = [2k_{31}^2(1+\gamma_{31}) + (1+\mathrm{tg}\delta_d)]/k_{33}^2 + \gamma_{33} + 1$;

при поперечном пьезоэффекте $a_{31} = [k_{33}^2(1+\gamma_{33}) + (1+\mathrm{tg}\delta_d)]/k_{31}^2 + 2\gamma_{31} + 2$.

Аналогично записываем выражения для КПД пьезодвигателя по уравнению (2):

при продольном пьезоэффекте

$$\eta_{33} = f(1-f)/[f(1-f) + (2k_{31}^2\gamma_{31} + \mathrm{tg}\delta_d)/k_{33}^2 + \gamma_{33}]; \quad (7)$$

при поперечном пьезоэффекте

$$\eta_{31} = f(1-f)/[f(1-f) + (k_{33}^2\gamma_{33} + \mathrm{tg}\delta_d)/k_{31}^2 + 2\gamma_{31}]. \quad (8)$$

Соответственно находим выражения для КПД пьезодвигателя в унифицированном виде: $\eta_{ij} = f(1-f)/[f(1-f) + b_{ij}]$, где коэффициент $b_{ij} = b_{33}$ или b_{31}.

Тогда при продольном пьезоэффекте $b_{33} = (2k_{31}^2\gamma_{31} + \mathrm{tg}\delta_d)/k_{33}^2 + \gamma_{33}$;

при поперечном пьезоэффекте $b_{31} = (k_{33}^2\gamma_{33} + \mathrm{tg}\delta_d)/k_{31}^2 + 2\gamma_{31}$.

Определим максимумы коэффициента преобразования и КПД при продольном и поперечном пьезоэффектах.

Из условий

$$d\chi/df = 0; \quad (9)$$

$$d\eta/df = 0 \quad (10)$$

определяем χ_{max}, η_{max} — максимумы коэффициентов преобразования и полезного действия пьезодвигателя. Условия (9) и (10) выполняются при $f = 0{,}5$.

Запишем выражения (5) и (6) для максимумов коэффициентов преобразования пьезодвигателя:

при продольном пьезоэффекте

$$\chi_{33max} = 1/\{[8k_{31}^2(1+\gamma_{31}) + 4(1+\mathrm{tg}\delta_d)]/k_{33}^2 + 4\gamma_{33} + 5\};$$

при поперечном пьезоэффекте

$$\chi_{31max} = 1/\{[4k_{33}^2(1+\gamma_{33}) + 4(1+\mathrm{tg}\delta_d)]/k_{31}^2 + 8\gamma_{31} + 9\}.$$

Соответственно, выражения для максимумов коэффициентов преобразования можно привести к унифицированному виду: $\chi_{ij\,max} = 1/(1 + 4a_{ij})$.

Выражения, аналогичные выражениям (7) и (8), получаем для максимумов КПД пьезодвигателя:

при продольном пьезоэффекте

$$\eta_{33max} = 1/[(8k_{31}^2 + 4\mathrm{tg}\delta_d)/k_{33}^2 + 4\gamma_{33} + 1]; \quad (11)$$

при поперечном пьезоэффекте

$$\eta_{31max} = 1/[(4k_{33}^2\gamma_{33} + 4\mathrm{tg}\delta_d)/k_{31}^2 + 8\gamma_{31} + 1].$$

Соответственно, выражения для максимумов КПД пьезодвигателя можно привести к унифицированному виду: $\eta_{ij\,max} = 1/(1 + 4b_{ij\,max})$.

Из выражений (7) и (11) определяем предельные максимальные КПД пьезодвигателей при продольном и поперечном пьезоэффектах, равные единице: $\lim\eta_{33max} = \lim\eta_{31max} = 1$ при $\gamma_{33} \to 0$, $\gamma_{31} \to 0$ и $\mathrm{tg}\delta_d \to 0$.

В статике при отсутствии потерь на гистерезис и диэлектрических потерь КПД пьезодвигателя будет стремиться к единице.

В работах [2, 3, 9] для одномерной модели пьезодвигателя с учетом потерь по одной оси приведены значения КПД в диапазоне 0,6÷0,9, а для вибрационных пьезодвигателей [9, 10] в диапазоне 0,1÷0,6.

Экспериментальные исследования электромеханических деформаций и эффективности преобразования энергии составными пьезодвигателями, коэффициентов преобразования и полезного действия для пьезодвигателей из пьезоэлектрической керамики на основе цирконата и титаната свинца марок ЦТС проводили на прессе марки УММ-5 при рабочих нагрузках в составных пьезодвигателях от 5 до 100 МПа.

Для составных пьезодвигателей с параметрами $k_{31} = 0{,}36$, $k_{33} = 0{,}7$, $\mathrm{tg}\delta_d = 0{,}02$, $\gamma_{33} = 0{,}2$, $\gamma_{31} = 0{,}2$, $f = 0{,}5$ получены соответствующие коэффициенты преобразования и полезного действия: $\chi_{33max} = 0{,}06$, $\chi_{31max} = 0{,}017$ и $\eta_{33max} = 0{,}42$, $\eta_{31max} = 0{,}16$.

Для составных пьезодвигателей с параметрами $k_{31} = 0{,}38$, $k_{33} = 0{,}71$, $\mathrm{tg}\delta_d = 0{,}02$, $\gamma_{33} = 0{,}1$, $\gamma_{31} = 0{,}1$, $f = 0{,}5$, получены коэффициенты преобразования и полезного действия: $\chi_{33max} = 0{,}062$, $\chi_{31max} = 0{,}019$ и $\eta_{33max} = 0{,}5$, $\eta_{31max} = 0{,}27$.

Для составных пьезодвигателей с параметрами $k_{31} = 0{,}4$, $k_{33} = 0{,}72$, $\mathrm{tg}\delta_d = 0{,}01$, $\gamma_{33} = 0{,}06$, $\gamma_{31} = 0{,}06$, $f = 0{,}5$ получены коэффициенты преобразования и полезного действия: $\chi_{33max} = 0{,}064$, $\chi_{31max} = 0{,}021$ и $\eta_{33max} = 0{,}68$, $\eta_{31max} = 0{,}4$.

Следовательно, при рассмотрении КПД пьезодвигателя при перемещении нагрузки по одной из осей, например 3 или 1, учет потерь энергии по взаимно перпендикулярным осям 3, 2, 1 можно получить нижнюю (минимальную) оценку КПД в диапазоне 0,2÷0,7 по сравнению с верхней (максимальной) оценкой в диапазоне 0,6÷0,9 при учете потерь по одной оси и оценкой КПД в диапазоне 0,1÷0,6 для вибрационных пьезодвигателей.

Полученные зависимости отражают электромеханическое преобразование энергии пьезодвигателями и позволяют определять с учетом нагрузки режимы работы и потери для пьезодвигателей, используемых в нанотехнологическом оборудовании.

УДК 621.833.001.63

Д. В. ГРОХОВСКИЙ, д-р техн. наук (Государственный морской ГТУ, г. Санкт-Петербург), тел.: (812) 753-56-80

Оптимальное проектирование многоступенчатых цилиндрических зубчатых редукторов
(разбивка общего передаточного числа в многоступенчатых редукторах)

Рассматривается проблема рациональной разбивки общего передаточного числа ступеней многоступенчатых цилиндрических зубчатых редукторов. Получены рациональные пределы передаточных чисел для двух- и трехступенчатых редукторов и аналитические зависимости для передаточных чисел ступеней.

Ключевые слова: цилиндрические редукторы, проектирование, выбор передаточных чисел.

The problem of rational partition of the total reduction ratio of steps of multi-step tooth cylindrical reducers is considered. Rational limits of the reduction ratios for two- and three-stage reducers and analytical expressions for the reduction ratios of steps have been obtained.

Keywords: cylindrical reducers, designing, choice the reduction ratios.

Исследованию рациональной разбивки общего передаточного числа между ступенями двух- и трехступенчатых редукторов посвящено относительно мало работ. Например, в работе [1] задача рациональной разбивки передаточных чисел между ступенями решалась автором, исходя только из массы зубчатых колес редуктора. Масса же корпуса, составляющего основную часть передачи, никак не учитывалась, как и конструктивные особенности редукторов (наличие зазоров между зубчатыми колесами и валами, необходимость установки подшипников качения и др.).

В связи с этим решим поставленную задачу в общем виде с одновременным анализом современных конструкций редукторов и рекомендаций.

Двухступенчатые цилиндрические зубчатые редукторы

Согласно данным работы [2], оптимальной конструкции двухступенчатого редуктора соответствует условие равенства диаметров зубчатых колес первой и второй ступени, т. е. $d_{21} = d_{22}$, к которому добавим и равенство коэффициентов ψ_i, т. е. $\psi_1 = \psi_2 = \psi_0$. В соответствии с этим можно записать: $b_1 = \psi_0 d_{21}/u_1$ и $b_2 = \psi_0 d_{22}/u_2$, откуда получаем соотношение:

$$b_2 = u_1/u_2 b_1 = \lambda b_1, \qquad (1)$$

где $\lambda = u_1/u_2 > 1$ или $u_1 = \lambda u_2$.

Из формулы (1) следует очевидный вывод: передаточное число первой ступени должно быть больше передаточного числа второй ступени, т. е. должно соблюдаться условие $u_1 > u_2$, что неоднократно подтверждалось исследованиями [1].

Кроме того, из формулы (1) можно получить соотношение:

$$u_1 u_2 = u_0 = \lambda u_2^2 \text{ или } u_2 = (u_0/\lambda)^{0,5}. \qquad (2)$$

На основании зависимости (2) найдем рациональную разбивку общего передаточного числа

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 14)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

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

2. **Джагупов Р. Г., Ерофеев А. А.** Пьезоэлектронные устройства вычислительной техники, систем управления и контроля: Справочник. СПб.: Политехника, 1994. 608 с.

3. **Пьезоэлектроника** / А. А. Ерофеев, А. И. Проклин, В. Н. Уланов и др. М.: Радио и связь, 1994. 240 с.

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

5. **Афонин С. М.** Структурно-параметрическая модель пьезодвигателя наноперемещений // Вестник машиностроения. 2001. № 5. С. 29—33.

6. **Афонин С. М.** Особенности диаграмм сжатия и упругих податливостей пьезодвигателей наноперемещений // Вестник машиностроения. 2003. № 9. С. 16—18.

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

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

9. **Лавриненко В. В., Карташев И. А., Вишневский В. С.** Пьезоэлектрические двигатели. М.: Энергия, 1980. 112 с.

10. **Бансявичус Р. Ю., Рагульскис К. М.** Вибродвигатели. Вильнюс: Мокслас, 1981. 193 с.

11. **Некоторые** физико-механические проблемы пьезоэлектрических актюаторов и области их применения / В. А. Акопьян, А. Е. Панич, А. Н. Соловьев, С. Н. Шевцов // Нано- и микросистемная техника. 2006. № 10. С. 35—40.

12. **Окадзаки К.** Технология керамических диэлектриков: Пер. с яп. М.: Энергия, 1976. 336 с.

двухступенчатого редуктора по ступеням в зависимости от величины λ и максимального значения $u_1 = 8$ (табл. 1).

Из табл. 1 следует, что ***наиболее подходящим является значение $\lambda = 2$, чему соответствует максимальное общее передаточное число двухступенчатого редуктора $u_0 = 32$ с его оптимальной разбивкой по ступеням: $u_1 = 8$ и $u_2 = 4$.***

Значения $\lambda = 1{,}25$ и 1,5 соответствуют общему передаточному числу трехступенчатых редукторов, которые требуют иного подхода к разбивке u_0; величина $\lambda = 2{,}5$ означает неудачное конструктивное решение редуктора из-за повышенной ширины зубчатых колес второй ступени.

На основании табл. 1 составлена табл. 2 рекомендуемых передаточных чисел двухступенчатых редукторов в диапазоне от $u_0 = 8$ (планетарный двухступенчатый редуктор с подобным передаточным числом установлен в приводе гребного винта дизельного парома) до $u_0 = 30$. Данные для случая $u_0 = 32$ приведены в табл. 1.

Отметим, что в работе [1, рис. 14.62] рекомендуются передаточные числа двухступенчатых редукторов в достаточно широком диапазоне $u_0 = 6{,}3 \div 80$, что, на наш взгляд, является малообоснованным. Действительно, трудно представить рациональную конструкцию двухступенчатого редуктора с $u_0 = 6{,}3$ или с $u_0 = 80$. В последнем случае передаточные числа ступеней были бы следующие: $u_1 = 12{,}65$ и $u_2 = 6{,}32$. К тому же в работе [1, с. 317] показано, что при $u_0 = 10$ масса зубчатых колес одноступенчатого редуктора будет на 84 % больше массы колес двухступенчатого.

Таблица 1

u_i	λ			
	1,25	1,5	2,0	2,5
u_2	6,4	5,333	4	3,2
u_1	8	8	8	8
u_0	51,2	42,667	32	25,6

Таблица 2

u_0	u_1	u_2
8	4	2
10	4,17	2,236
12	4,898	2,449
14	5,292	2,646
16	5,656	2,828
18	6	3
20	6,329	3,162
22	6,633	3,317
24	6,928	3,464
26	7,211	3,606
28	7,483	3,742
30	7,746	3,873

Трехступенчатые цилиндрические зубчатые редукторы

Разбивка передаточных чисел между ступенями трехступенчатого редуктора рассматривалась в работе [1, рис. 14.63]. Однако диапазон этих чисел вызывает определенные сомнения: он начинается с минимального числа $u_0 = 20$, т. е. существует возможность создания рациональных конструкций двух- и трехступенчатых редукторов с одинаковым общим передаточным числом $u_0 = 20 \div 32$. На наш взгляд, подобная рекомендация является неоправданной.

Более того, в работе [1, с. 317] указано, "что при общем передаточном числе $u_0 = 63$ масса зубчатых колес двухступенчатого редуктора на 34 % больше массы колес трехступенчатого". Данное замечание ставит под сомнение обоснованность верхнего предела диапазона передаточных чисел двухступенчатой цилиндрической передачи с $u_0 = 80$ [1, рис. 14.62].

В связи с этим и на основании предыдущих рассуждений, а также по аналогии с формулой (2) найдем соотношения передаточных чисел трехступенчатого редуктора, полагая, что его оптимальная конструкция должна соответствовать условию $d_{12} = d_{22} = d_{32} = d_0$, т. е. диаметры ведомых колес всех ступеней должны быть равны друг другу. Для упрощения расчетов также положим, что выполняется второе условие: $\psi_1 = \psi_2 = \psi_3 = \psi_0$. С учетом этих предположений после небольших преобразований получим: $u_1 = \lambda u_0^{1/3}$; $u_2 = u_0^{1/3}$; $u_3 = u_0^{1/3}/\lambda$, где

$$\lambda = u_1/u_2 = u_2/u_3. \qquad (3)$$

Расчеты по формуле (3) приведены в табл. 3, из которой следует, что трехступенчатые редукторы с $u_1 = 7$ и 8 при $\lambda = 1{,}25$ нерациональны, так как их общие передаточные числа в этом случае превышают предельное значение $u_0 = 160$ [1, рис. 14.63], которое, по нашему мнению [4], также завышено. Следовательно, подобные передаточные числа ($u_0 \geqslant 140$) должны быть реализованы уже в четырехступенчатых редукторах.

Также не являются рациональными следующие конструкции редукторов: а) с $u_1 = 8$ и $\lambda = 2{,}5$; б) с $u_1 = 7$ и $\lambda = 2{,}25$; в) с $u_1 = 6$ и $\lambda = 2$; г) с $u_1 = 5$ и $\lambda = 1{,}75$, так как указанные их общие передаточные числа могут быть успешно реализованы в двухступенчатых редукторах (см. данные табл. 2).

Следует отметить, что условие равенства между собой всех коэффициентов ψ_i не является обязательным: при конструировании редукторов следует руководствоваться расчетами по минимизации массы зубчатых колес и валов, что в основном определяется выбранными материалами зубчатых колес и валов.

Таблица 3

u_i	λ					
	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5
			$u_1 = 8$			
u_2	6,4	5,333	4,571	4,0	3,556	3,20
u_3	5,12	3,556	2,612	2,0	1,580	1,28
u_0	261,2	151,7	95,5	64	44,95	32,77
			$u_1 = 7$			
u_2	5,6	4,667	4,0	3,50	3,111	—
u_3	4,48	3,111	2,286	1,75	1,383	—
u_0	175,6	101,6	64	42,88	30,11	—
			$u_1 = 6$			
u_2	4,8	4,0	3,429	3,0	—	—
u_3	3,84	2,667	1,959	1,50	—	—
u_0	110,6	64	40,3	27	—	—
			$u_1 = 5$			
u_2	4,0	3,333	2,857	—	—	—
u_3	3,2	2,222	1,633	—	—	—
u_0	64	37	23,33	—	—	—

Автор статьи также полагает, что не следует увлекаться большими значениями ψ_i, ограничиваясь $\psi_i \leqslant 0{,}8$, так как при этом значительно уменьшаются коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения удельных нагрузок по ширине зубчатого венца, которая обусловлена погрешностями, деформациями и перекосом осей зубчатых колес [1, рис. 14.24 и 14.25].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кудрявцев В. Н.** Детали машин: учеб. для студентов машиностроительных специальностей вузов. Л.: Машиностроение, 1980. 464 с.
2. **Снесарев Г. А.** Оптимизация зубчатых редукторов // Вестник машиностроения. 1985. № 9. С. 30—35; № 10. С. 53—56.
3. **Гроховский Д. В.** Технико-экономические аспекты применения планетарных и цилиндрических редукторов // Вестник машиностроения. 2000. № 2. С. 15—19.
4. **Гроховский Д. В.** Принципы построения параметрических рядов зубчатых редукторов нового поколения // Вестник машиностроения. 2001. № 4. С. 3—8.

УДК 621.771.67.001.57

Е. Н. ЧУМАЧЕНКО, д-р техн. наук, академик РАЕН, С. А. АКСЕНОВ, канд. техн. наук, советник РАЕН
(Московский государственный институт электроники и математики — технический университет),
e-mail: mmkaf@miem.edu.ru

Применение компьютерной системы SPLEN (Rolling) при решении задач многовариантного анализа калибровочных схем*

Приведены результаты применения системы SPLEN (Rolling), позволяющей использовать имитационные модели технологических процессов прокатки в калибрах, для повышения качества прокатной продукции и снижения энергоемкости производства.

Ключевые слова: металл, валковые системы, математическое моделирование, многовариантный анализ, прокатка, оптимизация, верификация.

The results of application of SPLEN (Rolling) system, allowing use the simulation models of technological processes of rolling in the passes to improve the quality of rolled products and reducing the energy intensity of production, are presented.

Keywords: metal, roll systems, mathematical modeling, multivariate analysis, rolling, optimization, verification.

Ключевым этапом разработки технологических процессов прокатки в калибрах является анализ предлагаемых проектных решений. При этом из большого числа возможных вариантов калибровочных схем для прокатки того или иного изделия выбирают тот, который позволяет достичь наилучших технических характеристик производства и конечной продукции в результате снижения рабочей температуры, оптимизации скоростных режимов и калибровочных схем, уменьшения числа переходов. Изменение геометрии калибров, направленное на минимизацию рисков возникновения дефектов в материале при деформировании, позволяет повысить качество производимой продукции. Для решения таких задач уже на стадии проектирования технологии необходим направленный поиск оптимальных характеристик, связанный с большим числом предварительных оценок и расчетов. Быстродействие используемых при поиске алгоритмов и методик играет ключевую роль и напрямую обусловливает его эффективность. Разработанная авторами статьи компьютерная система SPLEN (Rolling) (www.kommek.ru) позволяет строить и анализировать имитационные модели технологических процессов прокатки в калибрах. В основу данного программного обеспечения положена методика 2.5 D, позволяющая при введении ряда гипотез

* Работа проведена в рамках государственного контракта № П225 на выполнение поисковых научно-исследовательских работ для государственных нужд.

ускорить расчет в десятки раз по сравнению с 3D моделированием. Приведены результаты верификации данной методики и созданного на ее базе программного обеспечения, а также ее опытного внедрения при разработке новой калибровки черновой группы клетей прокатного стана на чешском металлургическом комбинате Třinecke zelezarny.

Внедрение систем автоматизированного проектирования технологических процессов на металлургических предприятиях является одним из ключевых мероприятий модернизации, позволяющих оценить оптимальность схем прокатки, режимов обжатий, калибровок и т. п. Конечно-элементные модели являются мощным инструментом при разработке новых и оптимизации существующих технологических процедур и калибровочных планов, который позволяет рассчитать силовые и энергетические параметры процесса, оценить распределения термомеханических условий формоизменения материала по объему очага деформации, предсказать места возможного появления дефектов [1]. Применение таких моделей позволяет уже на стадии проектирования технологии с высокой точностью спрогнозировать экономический эффект от ее внедрения.

Трехмерные конечно-элементные модели непрерывно совершенствуются. В настоящее время множество коммерческих конечно-элементных пакетов позволяет моделировать процессы прокатки в калибрах. С другой стороны, несмотря на развитие компьютерных технологий и повышение быстродействия вычислений, моделирование таких процессов, как прокатка в калибрах, является весьма громоздким и продолжительным: требуется большой объем машинного времени.

Для решения технологических задач при разработке калибровочных схем продолжительность расчета — один из ключевых факторов. Быстродействие используемых алгоритмов особенно важно при решении задач, связанных с оптимизацией процесса, когда моделирование необходимо проводить многократно с различными входными параметрами. Поэтому разработка моделей и алгоритмов расчета параметров формоизменения металла при прокатке, которые позволят сократить время проектирования и повысить оперативность принятия технологических решений, весьма актуальна.

Цель данной работы — разработка и верификация математической модели имитационного моделирования и компьютерной системы, позволяющих оперативно осуществлять направленный поиск и анализ оптимального решения по выбору геометрии калибров, а также технологических параметров процесса, обеспечивающих экономию энергозатрат и получение готового проката заданной формы и требуемого качества. Для анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) металла при прокатке предлагается использовать методику 2.5D моделирования, основанную на решении задачи формоизменения в поперечных сечениях с применением обобщенного плоского подхода. Применение данной методики позволяет введением ряда упрощений на несколько порядков снизить затраты времени и компьютерных ресурсов, необходимых для автоматизации расчетов [1—6].

Математическая модель

В модели используются вязкопластическая постановка задачи формоизменения и специальная система реализации трения [7, 8]. Задача формоизменения ставится и решается в скоростях перемещения. Это значит, что в каждой точке (x, y, z) исследуемого тела в любой момент времени t должна быть найдена функция $\bar{v}(x, y, z, t)$, представляющая собой скорость перемещения материала в данной точке. В каждой точке границы Г рассматриваемого тела должны быть заданы граничные условия одного из трех типов: кинематические (в скоростях перемещения), силовые (в напряжениях) или смешанные.

Методика 2.5D базируется на гипотезе: величина $\dot{\varepsilon}_z$, характеризующая скорость деформации в направлении прокатки, в каждом поперечном сечении очага деформации считается постоянной. Это позволяет перейти к поиску скоростей перемещения частиц в виде: $v_x = v_x(x, y)$; $v_y = v_y(x, y)$; $v_z = C\bar{z}$; $\bar{z} \in [z, z + \Delta z]$.

Поле скоростей $\{v_x, v_y\}$ в сечении, перпендикулярном направлению прокатки, получается из конечно-элементного решения обобщенной плоской задачи. Компонента скорости v_z в направлении прокатки вычисляется на основе уравнения равновесия для элемента Δz [9, 10, 11]:

$$\Phi_z = \Omega_i - \Omega_{i-1} + R_i = 0. \qquad (1)$$

Здесь $\Omega_i = \int\limits_{S_i} \sigma_z(x, y, z_i)\mathrm{d}x\mathrm{d}y$ — сила, действующая на сечение i в направлении прокатки; $R_i = \int\limits_{\Gamma_i} (\sigma_{nz} + \tau_z)\mathrm{d}\gamma$ — проекция на ось прокатки равнодействующей сил, приложенных к контактной поверхности Γ_i, где σ_{nz}, τ_z — проекции на ось z нормального σ_n и касательного τ напряжений, действующих на элемент боковой поверхности; S_i — фронтальная поверхность элемента Δz_i; Γ_i — контактная поверхность элемента Δz_i.

Причем в уравнении (1) $\Omega_0 = F_0$, $R_0 = 0$, где F_0 — заданное значение подпора (если прокатка осуществляется без подпора, $F_0 = 0$).

Для построения пространственной модели НДС очаг деформации делится поперечными сечениями на m частей толщиной $\Delta z = l_д/m$, где $l_д$ — длина очага деформации. Расчет формоизменения материала при переходе от сечения z_i к сечению z_{i+1} осуществляется на основе решения обобщенной плоской задачи. При этом скорость $\dot{\varepsilon}_z$ деформации

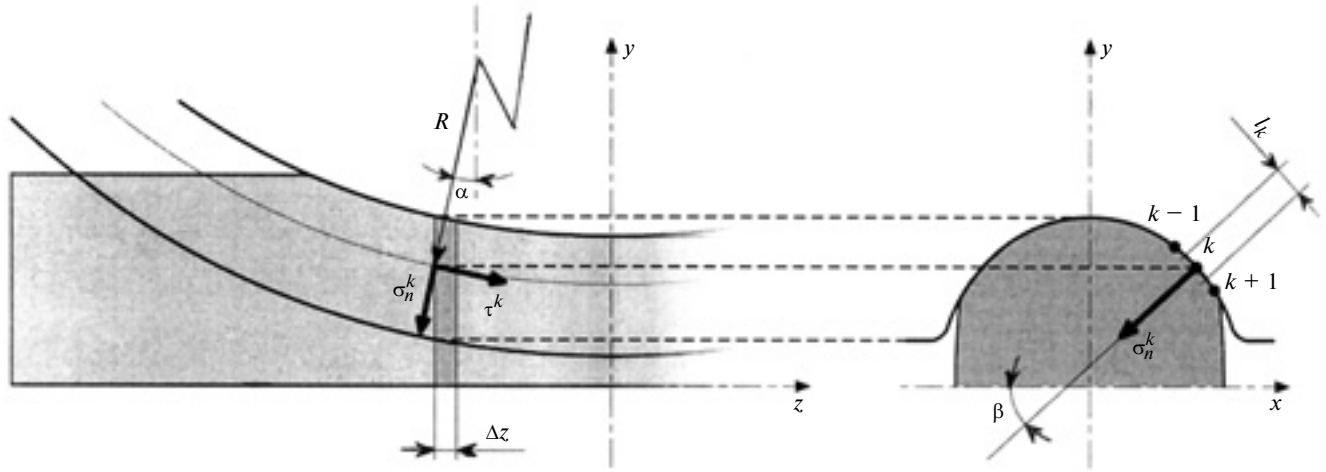


Рис. 1. Расчетная схема контактных сил

в направлении прокатки считается на интервале (z_i, z_{i+1}) постоянной.

Имея конечно-элементное решение обобщенной плоской задачи на шаге i, можно вычислить Ω_i по формуле: $\Omega_i = \sum_e \sigma_z^e S^e$, где σ_z^e — напряжение в направлении прокатки в элементе e, полученное на i-м шаге конечно-элементного решения; S^e — площадь элемента e на i-м шаге решения.

Силу R_i вычисляем по формуле: $R_i = \Delta z \times \sum_{k \in L_C} (\sigma_n^k \mathrm{tg}(\alpha)\cos(\beta) + \tau^k) l_k$, где k — номер контактного узла; σ_n^k — нормальное давление в узле k; α и β — углы между проекциями нормали к поверхности валка в k-м узле на боковую и фронтальную плоскости и осями z и x (рис. 1); $\tau^{\{k\}}$ — напряжение трения в узле k.

Существуют два способа расчета скорости деформации в направлении прокатки. Первый из них основан на многократном решении обобщенно-плоской задачи и итерационном поиске $\dot{\varepsilon}_z$; второй — позволяет избежать итерационной процедуры путем добавления неизвестного параметра $\dot{\varepsilon}_z$ в столбец неизвестных при формировании системы уравнений. Добавление новой неизвестной в систему разрешающих уравнений увеличивает ее размерность на 1. При этом матрица жесткости остается симметричной, однако с добавлением новых столбца и строки теряет ленточную форму, поэтому при реализации данного метода на компьютере строку матрицы жесткости, соответствующую $\dot{\varepsilon}_z$, целесообразно хранить в отдельном массиве.

Верификация разработанного программного обеспечения

На базе приведенных алгоритмов была разработана компьютерная программа SPLEN (Rolling) [9], возможности которой позволяют оперативно строить и анализировать имитационные модели технологических процессов прокатки в калибрах. Данная программа была применена на металлургическом комбинате Třinecke zelezarny (Чехия) при модификации калибровочной схемы прокатки круглой балки с целью улучшения характеристик производимого продукта. Процедура многовариантного анализа технологического процесса позволила выбрать калибровку, обеспечивающую снижение вероятности возникновения поверхностных дефектов на производимом продукте.

Предварительно с целью определения интервалов достоверности предоставленных прогнозов формоизменения была проведена верификация разработанной компьютерной системы с помощью специального промышленного эксперимента [10, 11]. Процесс прокатки круглой балки диаметром 120 мм из сляба квадратного сечения со стороной 150 мм (рис. 2) был остановлен, после чего прокат разрезали и извлекли из валков. Фрагменты проката, которые в момент остановки стана находились в калибрах, были впоследствии тщательно измерены. Результаты измерений сравнили с прогнозами, полученными при использовании разработанной программы.

Технологи завода предоставили для исследования фрагменты проката, находившиеся в момент остановки стана в калибрах клетей H1, V2 и H3. Фрагмент, соответствовавший четвертой клети (V4), был поврежден при извлечении из валков и исключен из исследования.

Следующим этапом было измерение геометрических параметров полученных образцов. Фрагменты прокатываемого металла были оцифрованы с помощью системы "ATOS" оптического 3D сканирования. Полученные 3D модели описывают поверхность отсканированных образцов с точностью 0,025 мм. Для определения изменения формы и площади поперечного сечения очага деформации модель поверхности материала была разрезана плоскостями, ортогональными оси прокатки,

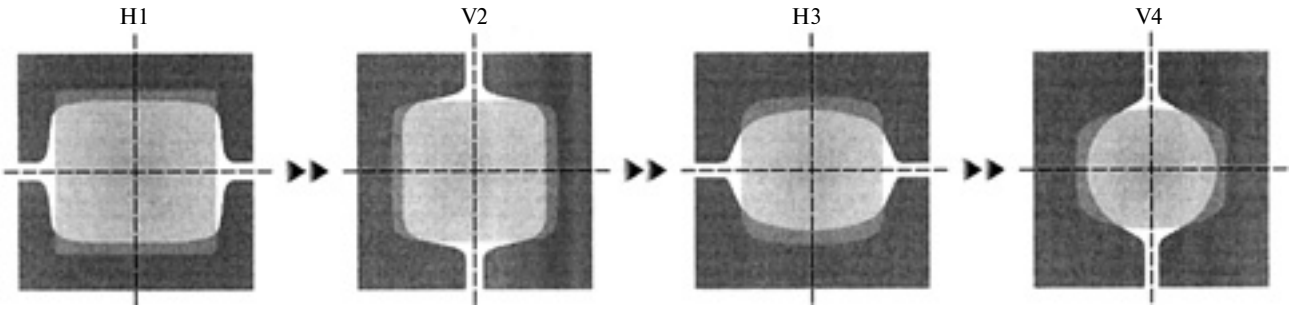


Рис. 2. Схема прокатки круглой балки из сляба квадратного сечения

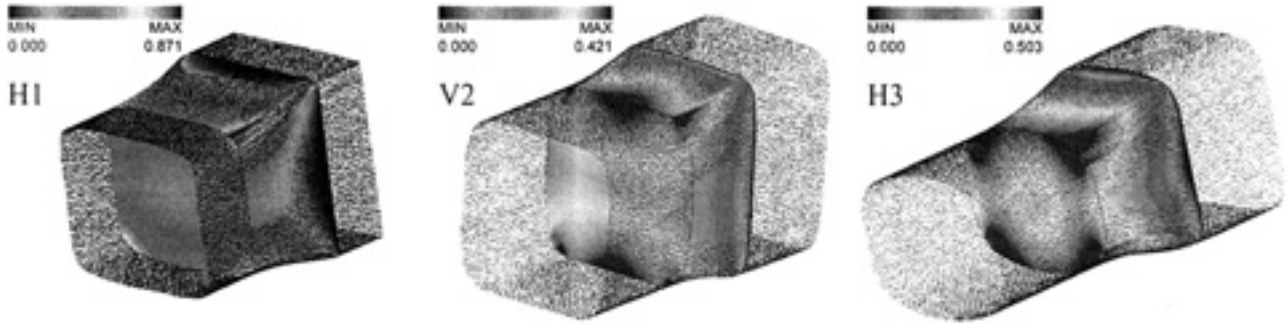


Рис. 3. Конечно-элементная модель геометрического очага деформации (на шкалах отмечены минимальные и максимальные интенсивности деформации) и отсканированные точки поверхности проката

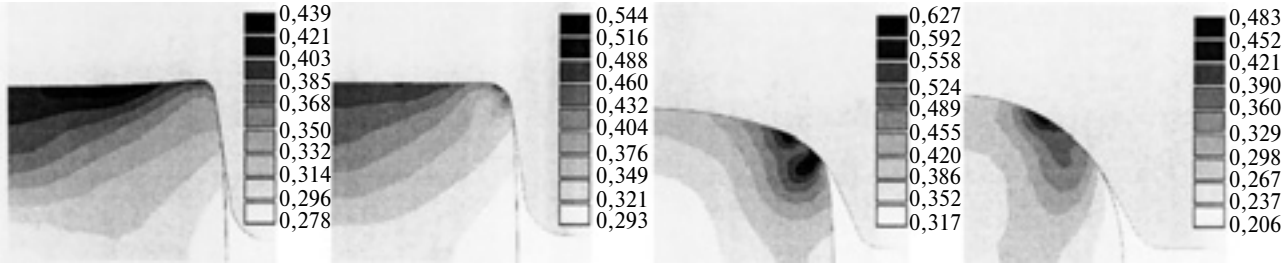


Рис. 4. Интенсивность деформации при прокатке по исходной калибровке

с шагом 1 мм. Полученные сечения были экспортированы в программу SPLEN (Rolling) для сравнения с конечно-элементной моделью (рис. 3). Сравнение формы сечения металла в различных участках очага деформации показало, что отклонения экспериментальных точек от рассчитанного контура сечения не превысили 2÷3 мм, что составило ≈2 % от геометрических размеров образцов.

Многовариантный анализ и модификация калибровки

Разработанная программа была применена при проектировании новой калибровки черновых клетей прокатного стана KDT комбината Třinecke zelezarny. Проведен детальный анализ влияния некоторых параметров калибровки на локальные условия деформирования и дана качественная оценка влияния этих параметров на вероятность возникновения дефектов. В качестве основного критерия оценки вероятности возникновения дефектов была принята интенсивность деформации.

На рис. 4 показаны распределения интенсивности деформации по профилю заготовки в каждом из четырех переходов. Наибольшее значение локальной интенсивности деформации достигается в участках проката, которые соответствуют углам первоначального слитка. При этом значение максимальной деформации на первом переходе значительно превосходит соответствующие значения на последующих переходах. Уменьшение вероятности возникновения поверхностных дефектов может быть достигнуто уменьшением максимальной пластической деформации на первом переходе.

В рамках исследования проанализировано влияние геометрических параметров ящичных калибров на значение максимальной интенсивности деформации в материале. На рис. 5 приведены результаты моделирования прокатки в ящичных калибрах с радиусами сопряжения 5 (*а*) и 10 мм (*б*) и выпуском $\alpha = 9°$. На рис. 6, *а* показаны зависимости максимальной интенсивности $I_д$ деформации при прокатке на первом переходе от радиуса *r* сопряжения

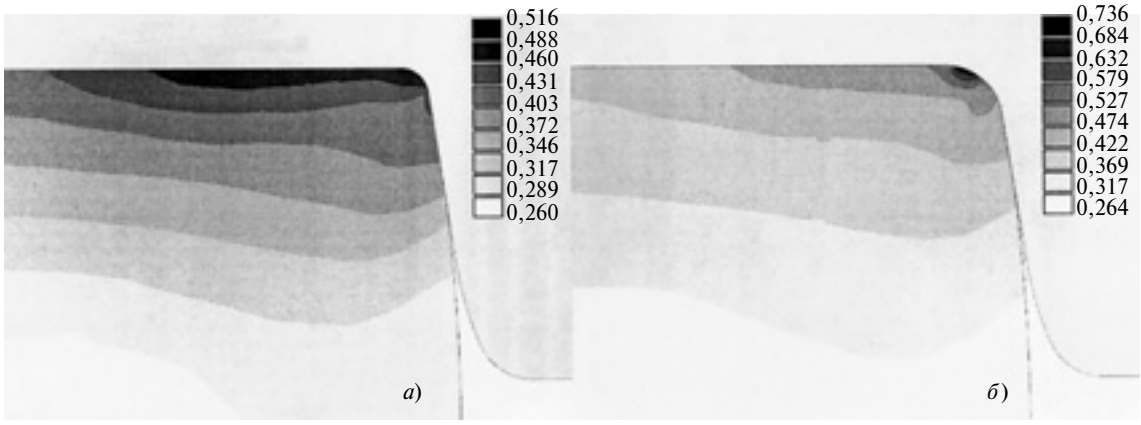


Рис. 5. Интенсивность деформации в четверти сечения при прокатке в ящичных калибрах с радиусом сопряжения 5 (*а*) и 10 мм (*б*) и выпуском α = 9°.

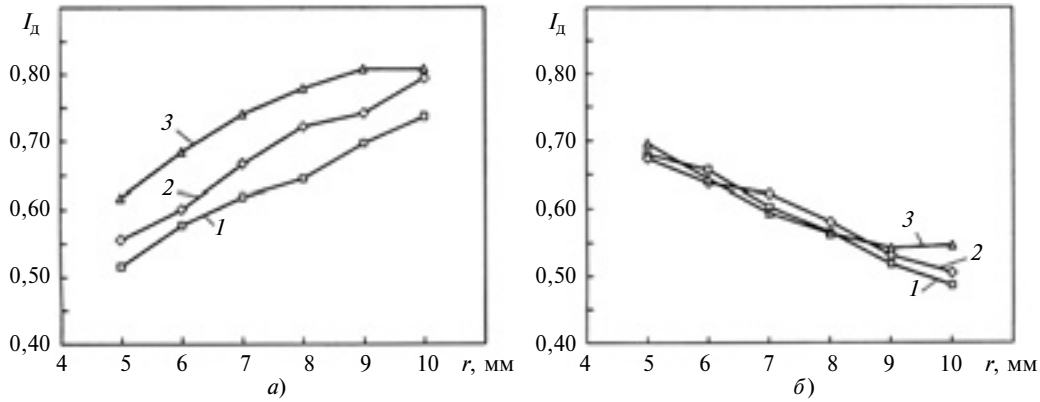


Рис. 6. Зависимость максимальной интенсивности деформации $I_и$ на первом (*а*) и втором (*б*) переходах от радиуса *r* сопряжения и выпуска первого калибра α = 9 (*1*), 13 (*2*) и 17°(*3*)

стенок и дна ящичного калибра при разных значениях выпуска. При увеличении радиуса значение максимальной деформации возрастает. Увеличение выпуска также приводит к возрастанию максимальной интенсивности деформации. Очевидно, что замена исходного калибра клети Н1 приведет к изменению значений деформации не только на первом, но и на втором переходе. На рис. 6, *б* приведены зависимости максимальной интенсивности деформации на втором переходе от радиуса *r* при замене первого калибра в исходной калибровке. Значение максимальной интенсивности деформации практически не зависит от выпуска калибра на предыдущем переходе и в зависимости от радиуса *r* закругления варьируется в пределах 0,5÷0,7.

По итогам проведенных расчетов и оценок специалистам комбината были предложены три варианта изменения калибровки, основанные соответственно на критериях:

1) наименьшее максимальное по всем четырем переходам значение интенсивности деформации;

2) наименьшее максимальное значение интенсивности деформации на первом переходе;

3) минимальная техническая сложность внедрения новой калибровки.

На рис. 7 представлены графики максимальной интенсивности деформации по переходам при применении исходной калибровки (*4*) и предлагаемых вариантов (*1—3*).

Представленные предложения по изменению калибровки для промышленной прокатки круглой балки диаметром 120 мм из сляба квадратного сечения со стороной 150 мм были получены на основании более 80 расчетов, каждый из которых включал в себя моделирование четырех переходов.

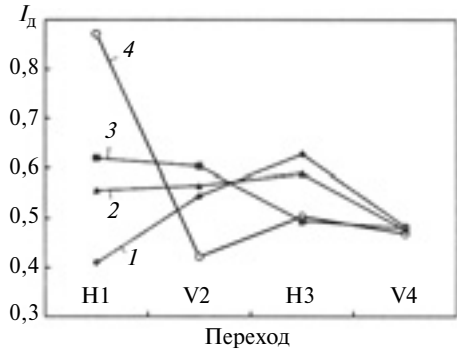


Рис. 7. Максимальная интенсивность деформации на разных переходах при прокатке по исходной (*4*) и модифицированным (*1—3*) калибровкам

Применение программ, использующих трехмерные модели течения материала при прокатке, привело бы к огромным затратам времени. Использование разработанного в рамках данной работы программного обеспечения, основанного на быстрых алгоритмах расчета НДС при прокатке, позволило оперативно решить поставленную задачу.

Таким образом, разработана принципиальная математическая модель, алгоритмы и компьютерная система, позволяющие осуществлять имитационное моделирование установившегося процесса прокатки в калибрах.

Существенным преимуществом данной системы является быстродействие, позволяющее оперативно осуществлять анализ и поиск оптимального решения по выбору геометрии калибров, числа переходов, температурного режима и других технологических параметров процесса, обеспечивающих повышение качества продукции и экономию энергозатрат при прокатке.

С целью верификации разработанной программы SPLEN (Rolling) был поставлен специальный промышленный эксперимент, который позволил оценить характеристики формоизменения материала в процессе прокатки в ящичных и овальных калибрах. С помощью разработанной модели удалось описать поведение материала при прокатке в промышленных условиях. При правильной постановке задачи с учетом специфики используемых алгоритмов она может успешно применяться при решении широкого круга технологических проблем в рамках энергосберегающих мероприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Логашина Н. В., Чумаченко Е. Н.** О промышленном использовании информационных технологий в обработке металлов давлением // Металлург. 2009. № 1. С. 33—39.
2. **Kazeminezhad M., Karimi Taheri A.** The prediction of macroscopic shear bands in flat rolled wire using the finite and slab element method // Materials Letters. 2006. 60. P. 3265—3268.
3. **Slab FEM** simulation of hot bar rolling / S. A. Aksenov, R. Fabik, J. Kliber, M. Kotas // Hutnik. 2008. Vol. 75 / nr 8. P. 458—460.
4. **Aksenov S. A., Kliber J., Chumachenko E. N.** Comparison of 3D and 2.5D finite element simulation principles for rolling in grooves modeling // Computer Methods in Materials Science. 2007. V. 7. P. 191—195.
5. **Aksenov S. A., Chumachenko E., Logashina I.** Roll Pass Design Development with SPLEN (Rolling) Computer Software // Hutnicke listy. 2010. N 4. P. 110—113.
6. **Chumachenko E. N., Logashina I. V., Aksenov S. A.** Simulation modeling of rolling in passes // Metallurgist. 2006. V. 50. N. 7, 8. P. 413—418.
7. **Чумаченко Е. Н.** Моделирование контактного трения в процессах обработки давлением // Кузнечно-штамповочное производство. 1996. № 5. С. 2—6.
8. **Давыдов В. С., Чумаченко Е. Н.** Метод реализации контактного взаимодействия в МКЭ при решении задач о формоизменении сплошных сред // Известия РАН. Механика твердого тела. 2000. № 4. С. 53—63.
9. **Чумаченко Е. Н., Логашина И. В.** Математическое моделирование и оптимизация процессов деформирования при обработке давлением. М.: ЭКОМЕТ, 2008. 400 с.
10. **Чумаченко Е. Н., Аксенов С. А., Логашина И. В.** Математическое моделирование и энергосбережение при прокатке в калибрах // Металлург. 2010. № 8. С. 34—37.
11. **Chumachenko E. N., Aksenov S. A., Logashina I. V.** Mathematical modeling and energy conservation for rolling in passes // Metallurgist. 2010. Vol. 54. N. 7, 8. P. 498—504.

УДК 004.896.021:621.671

А. В. СУПРУН (Сумский ГУ, Украина) e-mail: SuprunSA@gmail.com

Применение численной оптимизации в расчете автоматических разгрузочных устройств

Предложен расчет автоматического разгрузочного устройства численной оптимизацией. В качестве минимизируемой функции приняты суммарные потери мощности насоса на работу устройства. Приведен алгоритм оптимизации.

Ключевые слова: автоматическое нагрузочное устройство, алгоритм, численная оптимизация.

A calculation of an automatic unloading facility with the help of numerical optimization is proposed. As a minimized function the total power loss of the pump on the facility operation have been adopted. An optimization algorithm has been presented.

Keywords: automatic unloading facility, algorithm, numerical optimization.

При проектировании центробежного насоса одной из основных задач является расчет узла разгрузки ротора от осевой силы. В многоступенчатых насосах она может достигать нескольких тысяч ньютонов. Для таких насосов наиболее распространенным способом уравновешивания осевой силы является применение автоматических разгрузочных устройств — гидропят.

Гидропята содержит жестко закрепленный на валу разгрузочный диск *1* (рис. 1), неподвижное опорное кольцо (подушку) *3*, последовательно расположенные цилиндрический *4* и торцевой *2* дроссели. Перепад давления на гидропяте представляет разность между давлением нагнетания и давлением в камере за гидропятой, равным давлению на входе в насос. Часть общего перепада давления дросселируется на торцевом дросселе *2*, проводимость которого зависит от ширины h_2 зазора, т. е. от осевого положения ротора. Если под действием избыточной осевой силы ротор

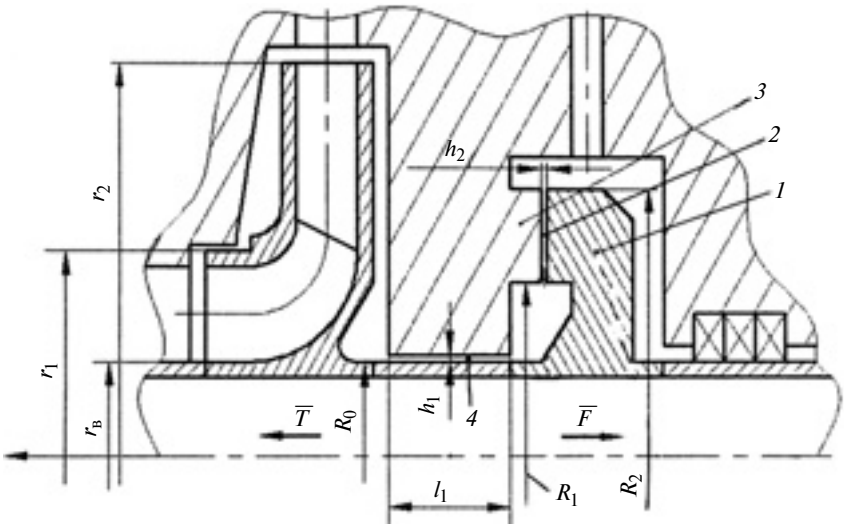


Рис. 1. Узел осевой разгрузки

смещается влево, то зазор уменьшается, а давление в камере гидропяты увеличивается, восстанавливая равенство уравновешивающей силы F, действующей на разгрузочный диск, и осевой силы T, действующей на ротор. Таким образом, гидропята автоматически поддерживает осевое равновесие ротора: $F = T$.

Расчет разгрузочного устройства заключается в выборе основных геометрических размеров, обеспечивающих условие $F = T$ осевого равновесия ротора и надежное функционирование узла на всех режимах работы насоса. Уравнение равновесия ротора позволяет найти только одно из пяти неизвестных (l_1, R_1, R_2, h_1, h_2), предварительно задав четыре других.

Для их выбора необходимо воспользоваться дополнительными условиями, например можно принять условие минимума потерь энергии при работе гидропяты. Кроме того, устройство должно обладать достаточной гидростатической жесткостью торцевого зазора, обеспечивающей работу на всем интервале возможного изменения осевой силы. В традиционных методиках расчета эти условия учитывают путем ограничения расхода через гидропяту в пределах 2÷3 % от подачи насоса и перепада давления на торцевом дросселе в пределах 0,3÷0,5 от общего перепада давления на пяте, а также принимая из условия технологичности зазоры: h_1 = 0,2÷0,3 мм; h_2 = 0,1÷0,2 мм [1—3].

Методика расчета. Учесть дополнительные условия наиболее полно позволяет проектирование разгрузочного устройства методами численной оптимизации. Для этого их задают в виде целевой функции, которую необходимо минимизировать. Потери энергии при работе гидропяты состоят из объемных (утечка жидкости) и механических (дисковое трение). Для того чтобы учесть влияние каждого вида потерь на КПД насоса, необходимо представить их в безразмерном виде, отнеся к номинальным подаче и мощности насоса. Тогда целевая функция будет иметь вид:

$$f = \frac{q}{Q_{ном}} + \frac{N_{тр}}{N_{ном}} - \frac{q}{Q_{ном}} \times \frac{N_{тр}}{N_{ном}}, \qquad (1)$$

где q — расход жидкости через гидропяту; $Q_{ном}$ — номинальная подача насоса; $N_{тр}$ — потери мощности на трение в узле разгрузки; $N_{ном}$ — номинальная мощность насоса.

Второе условие (достаточная гидростатическая жесткость) можно учесть как переменную состояния. Для этого представим его в виде ограничения минимального допустимого относительного зазора u_{min} при увеличении осевой силы T в 2 раза:

$$\frac{h_2(2T)}{h_2(T)} \geqslant u_{min}, \qquad (2)$$

где h_2 — зазор в торцевом дросселе; T — осевая сила; u_{min} — минимальный допустимый относительный зазор.

В качестве проектных переменных можно принять, например, геометрические размеры l_1, R_1, h_1, h_2 (см. рис. 2), а наружный радиус R_2 торцевого дросселя находить из уравнения равновесия.

В уравнение осевого равновесия ротора входят осевая сила T, действующая на рабочие колеса насоса, и сила F_2, действующая на разгрузочный диск. Приведем основные зависимости для их расчета. Для повышения точности методики при определении силы F и расхода q учтем вращение жидкости в торцевом зазоре и диффузорность торцевого канала, приводящие к нелинейности эпюры распределения давления в торцевом зазоре гидропяты [4]. Перепады давления выразим через статический H_p и полный H напоры ступени насоса.

Осевую силу, действующую на ротор многоступенчатого насоса, определяют по формуле

$$T = \left(\pi[r_1^2 - r_в^2]\left[\gamma H_p - \frac{\rho\omega^2}{8}\left\{r_2^2 - \frac{r_1^2 + r_в^2}{2}\right\}\right] - \frac{\rho Q_к^2}{S_{вх}}\right)n, \qquad (3)$$

где n — число ступеней насоса; $r_в$, r_1, r_2 — радиусы вала, переднего уплотнения и рабочего колеса соответственно; γ, ρ — удельный вес и плотность жидкости; ω — частота вращения ротора; $Q_к$ — подача ступени насоса; $S_{вх}$ — площадь входной воронки рабочего колеса.

Сила, действующая на разгрузочный диск,

$$F = \frac{\rho q^2}{8\pi R_1^2 h_2^2}\left(\zeta_2[R_1^2 - R_0^2] + R_1^2\left[-2\alpha\ln\frac{R_2}{R_1} + \frac{\lambda_2\{R_2 - R_1\}^2}{2h_2R_2} + k\left\{2\ln\frac{R_2}{R_1} - 4\left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) + 1 - \frac{R_1^2}{R_2^2}\right\} + 1 - \frac{R_1^2}{R_2^2}\right]\right), \quad (4)$$

где R_0 — радиус вала перед гидропятой; R_1, R_2 — внутренний и наружный радиусы разгрузочного диска; λ_2 — коэффициент гидравлического трения в торцевой щели, $\lambda_2 \approx 0{,}06$; α — коэффициент Кориолиса (для турбулентного режима $\alpha \approx 1$); ζ_2 — гидросопротивление торцевого дросселя.

Расход жидкости через гидропяту

$$q = \frac{g_1 g_2}{\sqrt{g_1^2 + g_2^2}} \times \sqrt{\gamma(H[n-1] + H_p) - \frac{\rho\omega^2}{8}(r_2^2 - R_2^2)}. \quad (5)$$

Здесь $g_1 = 2\pi R_0 h_1\left(\frac{\rho}{2}\zeta_1\right)^{-0,5}$ и $g_2 = 2\pi R_1 h_2\left(\frac{\rho}{2}\zeta_2\right)^{-0,5}$ — проводимости цилиндрического и торцевого дросселей (h_1 и h_2 — зазоры в них); $\zeta_1 = 1{,}5 + \lambda_1\frac{l_1}{2h_1}$ и $\zeta_2 = 0{,}2 + \lambda_2\frac{R_1}{2h_2}\left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) + k\left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right)^2 + \frac{R_1^2}{R_2^2}$ — их гидросопротивления ($\lambda \approx 0{,}04$ — коэффициент гидравлического трения в цилиндрической щели; $k \approx 1$; l_1 — длина цилиндрического дросселя).

Потери мощности на трение согласно работе [1] определяются по формуле

$$N_{тр} = N_{т.д} + N_ц + N_{ц.д}. \quad (6)$$

Здесь $N_{т.д} = 0{,}0196c_1\frac{\rho}{g}\omega^3(R_2^5 - R_0^5)$ — мощность трения на торцевой поверхности диска гидропяты, где $c_1 = 0{,}0465/\mathrm{Re}^{0,2}$, $\mathrm{Re} = R_2^2\omega/\upsilon$; $N_ц = \frac{6{,}1\cdot 10^{-4}}{\mathrm{Re}^{0,25}}\frac{\rho}{g}l_1\omega^3R_0^4$, где $\mathrm{Re} = R_0h_1\omega/\upsilon$; $N_{ц.д} = \frac{6{,}1\cdot 10^{-4}}{\mathrm{Re}^{0,25}} \times \frac{\rho}{g}\delta_д\omega^3R_2^4$, где $\mathrm{Re} = R_2b\omega/\upsilon$ — мощности трения на цилиндрических поверхностях соответственно дросселя и диска (здесь $g = 9{,}81$ м/с^2; ν — кинематическая вязкость жидкости; $\delta_д$ — толщина разгрузочного диска; b — зазор между наружной поверхностью диска и корпусом).

Так как целевая функция $f(l_1, R_1, h_1, h_2)$ зависит от нескольких переменных, то наиболее эффективный метод оптимизации первого порядка — метод наискорейшего спуска [5].

Приведем алгоритм расчета разгрузочного устройства:

1. Зададим границы области поиска минимума целевой функции $x_i^{min} \leqslant x_i \leqslant x_i^{max}$.

2. Выбираем начальную точку внутри области поиска:

$$x_i^{min} \leqslant (x_i)_0 \leqslant x_i^{max}.$$

3. Указываем шаг итерации Δx. Для уменьшения числа итераций поиск ведется сначала с крупным шагом; после сходимости решения результат можно уточнить проведением итераций с дробным шагом до достижения требуемой точности.

4. Решаем уравнение равновесия $T = F$ относительно замыкающего геометрического размера R_2.

5. Находим градиент целевой функции (направление, обратное наискорейшему спуску): $\mathrm{grad}f = \Sigma\left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\vec{e}_i\right)$.

6. Определяем новые значения проектных переменных: $k_i = -\frac{\partial f}{\partial x_i}\left(\max\left\{\left|\frac{\partial f}{\partial x_i}\right|\right\}\right)^{-1}$, $(x_i)_j = (x_i)_{j-1} + (k_i)_j\Delta x$.

7. В случае выхода значения проектной переменной x_i из области поиска $x_i^{min} \leqslant x_i \leqslant x_i^{max}$ изменяем ее значение на граничное и прекращаем движение в этом направлении.

8. Решаем уравнение равновесия $T = F$ относительно замыкающего геометрического размера R_1, при отсутствии решения останавливаем оптимизацию.

9. Проверяем выполнение условия (2), для этого находим значение торцевого зазора при двойной осевой силе $h_2(2T)$.

10. Вычисляем значение целевой функции и проверяем условие сходимости $(f)_j - (f)_{j-1} \leqslant \varepsilon$. Если условие выполнено — останавливаем оптимизацию. Если нет — возвращаемся к п. 5. В качестве решения принимаем такую итерацию, на которой выполнялось условие (2).

Данным методом оптимизации определяется ближайший локальный минимум целевой функции. Для проверки области на существование других минимумов необходимо выполнить несколько расчетов при других начальных точках, расположенных случайным образом [5].

Апробация методики расчета. Для апробации методики оптимизации была рассчитана гидропята питательного насоса ПЭ 600-300. Исходные данные и результаты расчета приведены в таблице.

Параметр, мм (см. рис. 1)	Интервал поиска	Начальная точка	Окончательный результат
R_1	100÷150	100	100
l_1	100÷200	100	160
h_1	0,25÷0,5	0,3	0,25
h_2	0,2÷0,4	0,3	0,2
R_2	—	164,4	151

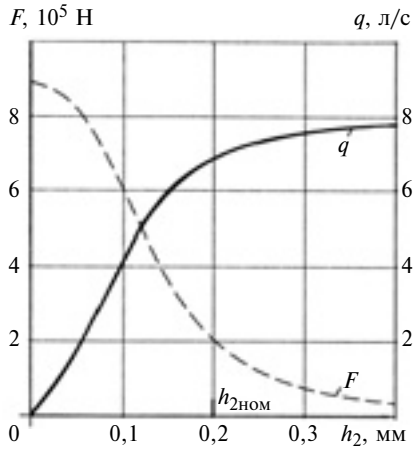


Рис. 2. Статические характеристики гидропяты

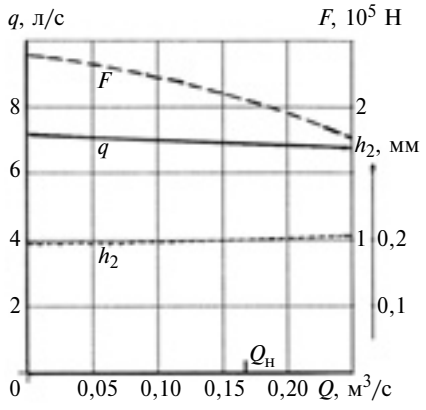


Рис. 3. Характеристики гидропяты в зависимости от подачи насоса

Для сравнения скорости спуска по переменным h_1, h_2 со скоростью по l_1, R_1 (зазоры примерно на три порядка меньше радиуса дросселя гидропяты) выполнена замена переменных $h_1 = h_1' \cdot 10^{-3}$; $h_2 = h_2' \cdot 10^{-3}$. Расчет выполнялся в течение 30 итераций с шагом 3 мм.

Для полученного решения расход жидкости через гидропяту на номинальном режиме равен 6,86 л/с, потери мощности на трение — 52 кВт. Суммарные затраты мощности составляют 4,9 % от мощности насоса, что вполне допустимо, так как согласно работе [2] потери мощности на гидропяте могут достигать 10 %. Относительный зазор при увеличении осевой силы вдвое составляет 0,7. Характеристики гидропяты приведены на рис. 2 и 3.

Данная методика расчета автоматического разгрузочного устройства получена путем численной оптимизации методом наискорейшего спуска. Алгоритм данной задачи легко реализуется на ЭВМ и позволяет найти геометрические параметры устройства, обеспечивающие максимальную эффективность его работы при удовлетворении требований по надежности и технологичности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Чегурко Л. Е.** Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций. М.: Энергия, 1978. 160 с.
2. **Марцинковский В. А., Ворона П. Н.** Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987. 256 с.
3. **Марцинковский В. А.** Гидродинамика и прочность центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1970. 272 с.
4. **Супрун А. В., Калиниченко П. М.** Статический расчет гидропяты с учетом вращения жидкости в торцовом зазоре и диффузорности торцового канала // Материалы Всеукраинской межвузовской науч.-техн. конф., ч. 2. Сумы: СумГУ, 2010. С. 26, 27.
5. **Калиткин Н. Н.** Численные методы. М.: Наука, 1978. 512 с.

УДК 621.01

Б. А. ГОРДЕЕВ, д-р техн. наук, С. Н. ОХУЛКОВ (Нижегородский филиал ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), А. Н. ОСМЕХИН (ОАО "Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И. И. Африкантова"), В. П. ГОРСКОВ (Научно-исследовательский центр контроля и диагностики технических систем)

Факторы, влияющие на разгерметизацию гидроопор при длительной эксплуатации[1]

Рассматриваются факторы, влияющие на разгерметизацию гидроопор при длительной эксплуатации. Установлены причины возникновения кавитационных зон в рабочей среде гидроопор и микрогидроударов.

Ключевые слова: гидроопора, рабочая жидкость, разгерметизация, металлические взвеси, микрогидроудары, кавитационные зоны, турбулентное течение.

Factors affecting upon the depressurization of hydro-bearings during prolonged operation are considered. The reasons of micro-shocks and cavitation zones appearance in the working environment of the hydro-bearings have been revealed.

Keywords: hydro-bearing, working fluid, depressurization, metal suspensions, micro-shocks, cavitation zones, turbulent flow.

Проведенные натурные испытания различных конструктивных вариантов гидравлических виброопор выявили наличие в рабочей среде металлических взвесей размерами от 10^{-8} до 10^{-6} м. Было сделано предположение, что эти частицы возникают вследствие микрогидроударов в результате схлопывания кавитационных пузырьков в рабочей жидкости [1—3]. С течением времени кавитационные зоны могут образовывать пузырьки больших размеров — кластеры (1 см^3 и более). Кавитационные пузырьки в рабочей жидкости возникают в результате ее турбулентного течения в дроссельных каналах гидроопоры [4—6].

При продолжительной эксплуатации гидроопоры образую-

[1] Работа выполняется при частичной финансовой поддержке по гранту РФФИ № 08-08-97057-Р_Поволжье.

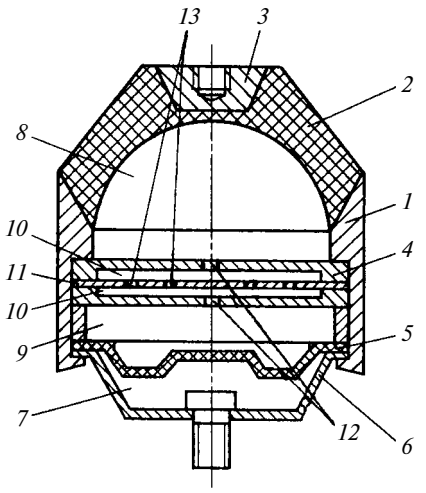
щиеся взвешенные частицы меняют реологические характеристики рабочей жидкости, что может стать причиной закупорки дроссельных каналов и вызвать резкое увеличение жесткости гидроопоры [1—3].

При медленной разгерметизации гидроопоры происходит постепенное увеличение кавитационных зон в рабочей жидкости из-за проникновения в рабочий объем гидроопоры микропузырьков воздуха из внешней среды.

Исследование кавитационных зон в гидропорах и установление причин их возникновения являются важной задачей. Причины появления кавитационных зон рассмотрены на примере гидроопоры ОГ-90 (рисунок), которая рассчитана на статическую нагрузку 90 кг, динамическую нагрузку до 70 м/с^2 при частоте до 500 Гц.

Гидравлическая виброопора имеет герметичную поршневую полость *8*, ограниченную эластичной обечайкой *2* и опорной платой *3*. Рабочая камера заполнена рабочей жидкостью и посредством дроссельных каналов *12*, не являющихся продолжением друг друга, соединена с внутренней полостью *10*, находящейся в перегородке *4* и разделенной на две равные части гибкой мембраной *11*, которые сообщаются посредством дроссельных отверстий *13* в мембране. Нижняя часть внутренней полости посредством дроссельных каналов *12* сообщается с компенсационной камерой *9*, ограниченной снизу эластичной мембраной *5*, которая отделяет рабочую жидкость от воздушной полости *7*. В корпусе *1* имеется уплотнение — поддон *6*, который предохраняет мембрану *5* от механических повреждений [7].

Гидравлическая виброопора работает следующим образом. При воздействии на опорную плату *3* статической нагрузки от установки силового агрегата транспортного средства эластичная обечайка *2* деформируется, объем поршневой полости *8* уменьша-



Гидроопора ОГ-90

ется. Это вызывает повышение давления рабочей жидкости в компенсационной камере *9*, что приводит к деформации эластичной мембраны *5* и увеличению объема компенсационной камеры. Вследствие перепада давлений в поршневой полости и компенсационной камере масса жидкости, распределенная в поршневой полости *8*, через дроссельные каналы *12* поступает во внутреннюю полость *10*, расположенную в перегородке *4*. Поскольку рабочая жидкость практически несжимаема, то одновременно через дроссельные каналы *12* она поступает в компенсационную камеру *9*, ограниченную эластичной мембраной *5* и корпусом *1*. При поступлении рабочей жидкости в промежуточную полость *10* вследствие турбулентных потоков и переходных процессов в верхней и нижней частях внутренней полости на мембрану *5* воздействуют знакопеременные стохастические нагрузки. Под действием этих нагрузок мембрана начинает изгибаться. Закон смещения элементов гибкой мембраны имеет вид:

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

Здесь A_n — амплитуда каждого отдельного колебания; N — число гармонических колебаний; J_0 — функция Бесселя первого рода нулевого порядка; R — радиус мембраны; a — среднеквадратичное ускорение вибросигнала; φ_n — фазовый угол вращения.

Свободные радиальные колебания мембраны *7* складываются из N числа гармонических колебаний с частотой $\omega_т = \dfrac{A\mu_n}{R} = \dfrac{\mu_n}{R}\sqrt{\dfrac{T}{\rho}}$, где $\mu = kR$ (здесь коэффициент k зависит от натяжения мембраны); T — натяжение мембраны; ρ — плотность.

Узловые линии для круглой диафрагмы определяются из условия:

$$J_0\left(\frac{\mu_n r}{R}\right) = 0.$$

Следовательно, n-я гармоника во входном вибросигнале имеет n узловых линий. Дроссельные отверстия в мембране *5* можно разместить и в узлах, и в пучностях колебаний. При выполнении дроссельных отверстий в узлах дросселирование рабочей жидкости через них происходит как в неподвижной перегородке и эффект настройки гидроопоры на заданную частоту спектра отсутствует. Их можно выполнить для увеличения амплитуды A_n n-й гармоники в пучностях, образующей стоячие волны, тогда для обеспечения настройки на заданные частоты в пучностях колебаний мембраны следует выполнить дополнительные дроссельные отверстия меньшей площади.

При работе гидроопоры, настроенной на определенную частоту спектра входного вибросигнала, через дроссельные отверстия, расположенные в пучностях, рабочая жидкость протекает с большей скоростью, чем через отверстия, расположенные в узлах. Следовательно, диссипация энергии колебаний на данной частоте будет выше. Таким образом, гидроопоры подобного типа можно настраивать на определенные частоты и использовать их как заградительные узкополосные фильтры.

Аналогичные процессы происходят при смене полярности вход-

ного вибросигнала. Конструкция данной гидроопоры предполагает разъемный вариант исполнения, что позволяет экспериментировать с составом рабочей жидкости.

Демпфирование колебаний в гидроопоре происходит, в основном, за счет сил инерции колеблющейся жидкости в рабочей и компенсационной полостях, дроссельных каналах и вследствие внутреннего трения слоев жидкости при дросселировании. Данная конструкция обеспечивает большую диссипацию энергии колебаний на резонансных частотах.

Характер течения рабочей жидкости в дроссельных каналах при инерционной нагрузке

В состоянии покоя сила, действующая на опорную плату гидроопоры, равна силе сопротивления резиновой обечайки. В динамическом режиме внешняя сила изменяется в первом приближении по гармоническому закону.

Эквивалентную площадь поршневого действия обечайки [8] при радиусе $R_{об} = 0{,}033$ м можно приближенно определить из выражения

$$S_п = \pi R_{об}^2 = 0{,}0034 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь сечений всех дроссельных каналов гидроопоры данного типа $S_к = 157 \cdot 10^{-6}$ м^2. В дальнейшем будем считать суммарную площадь всех дроссельных каналов эквивалентным сечением дроссельного канала.

В динамическом режиме амплитуда колебательного смещения опорной платы гидроопоры $x_0 = 2 \cdot 10^{-3}$ м [3].

Найдем ускорения, действующие на опорную плату гидроопоры за половину периода вибросигналов на нижней ($f_1 = 10$ Гц) и верхней ($f_2 = 50$ Гц) частотах:

$$a_1 = (2\pi f_1)^2 x_0 \sin 2\pi f_1 t_1 = 0{,}433 \text{ м/с}^2;$$

$$a_2 = (2\pi f_2)^2 x_0 \sin 2\pi f_2 t_2 = 10{,}82 \text{ м/с}^2.$$

Тогда силы, действующие на опорную плату гидроопоры, при среднеквадратичных значениях ускорений вибросигнала и массе груза $m = 90$ кг за половину положительного периода вибросигналов будут:

$$F_1 = m(a_1 + g) = 921{,}84 \text{ Н};$$

$$F_2 = m(a_2 + g) = 1856{,}52 \text{ Н},$$

где $a_1 = \dfrac{a_{0,1}}{\sqrt{2}} = 0{,}4327$ м/с^2 и $a_2 = \dfrac{a_{0,2}}{\sqrt{2}} = 10{,}818$ м/с^2 — среднеквадратичные ускорения, действующие на опорную плату гидроопоры ($a_{0,1}$, $a_{0,2}$ — амплитудные значения).

Площадь опорной платы $S_{оп} = 0{,}707 \cdot 10^{-3}$ м^2 [8]. Тогда, распределенные нагрузки, действующие на опорную плату гидроопоры:

$$p_1 = \frac{F_1}{S_{оп}} = 1303{,}87 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2;$$

$$p_2 = \frac{F_2}{S_{оп}} = 2625{,}91 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2.$$

При этом в дроссельных каналах возникает разность давлений:

$$\Delta p_1 = |p_1 - p_0| = 1202{,}5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2;$$

$$\Delta p_2 = |p_2 - p_0| = 2524{,}55 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2,$$

где $p_0 = 101{,}365 \cdot 10^3$ Н/м^2 — давление в рабочей и компенсационной камерах гидроопоры.

Силу, действующую на опорную плату гидроопоры на резонансной частоте $f_3 = 25$ Гц, при $a = 7g$ и массе груза $m = 90$ кг находим по формуле

$$F_3 = m(7g + g) = 7065 \text{ Н}.$$

Площадь опорной платы $S_{оп} = 0{,}707 \cdot 10^{-3}$ м^2.

Тогда распределенная нагрузка на опорную плату гидроопоры определяется как

$$p_3 = \frac{F_3}{S_{оп}} = 9993 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2.$$

Перепад давлений в эквивалентном дроссельном канале

$$\Delta p_3 = |p_3 - p_0| = 9892 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2,$$

где p_0 — давление в рабочей и компенсационной камерах гидроопоры.

В работе [9] приведены значения физических констант для жидкостей, которые можно использовать в качестве рабочих в гидроопорах.

Эквивалентный радиус дроссельного канала гидроопоры

$$R_к = \left(\frac{S_к}{\pi}\right)^{0,5} = 7{,}07 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Объемы рабочей жидкости (глицерина), протекающей через эквивалентный дроссельный канал гидроопоры при перепадах давления и ламинарном течении, определяются формулой Пуазейля [6]:

$$V_1 = \frac{\pi \Delta p_1 t_1 R_к^4}{8\eta l} = 179{,}475 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

$$V_2 = \frac{\pi \Delta p_2 t_2 R_к^4}{8\eta l} = 75{,}037 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3,$$

где t_1, t_2 — время начала и окончания протекания жидкости; η — динамическая вязкость глицерина, определяется из кинематической вязкости $\lambda_г = 88 \cdot 10^{-6}$ м^2/с при температуре 60 °С и плотности $\rho_г = 1245$ кг/м^3, т. е. $\eta_г = \lambda_г \rho_г = 109{,}56 \cdot 10^{-3}$ кг/(м · с).

Аналогично определяется объем рабочей жидкости, протекающей через эквивалентный дроссельный канал на резонансной частоте $f_3 = 25$ Гц за время $t_3 = 0{,}02$ с:

$$V_3 = \frac{\pi \Delta p_3 t_3 R_к^4}{8\eta l} = 592{,}83 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Объемные расходы $Q_{ж1}$, $Q_{ж2}$ и $Q_{ж3}$ рабочей жидкости, протекающей через эквивалентный

дроссельный канал за время t_1, t_2 и t_3:

$$Q_{ж1} = \frac{V_1}{t_1} = 3{,}5895 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_{ж2} = \frac{V_2}{t_2} = 7{,}5037 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_{ж3} = \frac{V_3}{t_3} = 29{,}642 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Поток рабочей жидкости определяется формулой

$$Q_ж = \frac{\Delta p}{8\eta l}\pi R^4.$$

Зная скорость $v_{ж.ср}$ потока рабочей жидкости (глицерина) и ее объемную плотность, можно определить массовый расход рабочей жидкости в дроссельном канале [8]:

$$Q_ж = \rho S_к v_{ж.ср},$$

где $S_к v_{ж.ср}$ — объемный расход рабочей жидкости, протекающей через поперечное сечение дроссельного канала.

Массовый расход рабочей жидкости в дроссельном канале — масса жидкости, протекающей в единицу времени. Найдем значения средних скоростей рабочей жидкости в дроссельных каналах на частотах вибросигнала $f_1 = 2{,}0$ Гц, $f_2 = 50$ Гц и резонансной частоте $f_3 = 25$ Гц:

$$v_{ж1ср} = \frac{m_{ж1}}{S_к \rho t_1} = \frac{Q_{ж1}}{S_к \rho} = 18{,}364 \text{ м/с};$$

$$v_{ж2ср} = \frac{m_{ж2}}{S_к \rho t_2} = \frac{Q_{ж2}}{S_к \rho} = 38{,}389 \text{ м/с};$$

$$v_{ж3ср} = \frac{m_{ж3}}{S_к \rho t_3} = \frac{Q_{ж3}}{S_к \rho} = 151{,}647 \text{ м/с}.$$

Если скорость течения рабочей жидкости увеличится до критического значения $v_{ж.кр}$ (критическое число Рейнольдса), то ее ламинарное течение в каналах гидроопоры сменится на турбулентное и гидравлическое сопротивление увеличится пропорционально квадрату скорости рабочей жидкости [4]. Так, если r — радиус дроссельного канала перегородки гидроопоры, $v_ж$ — относительная скорость течения рабочей жидкости в дроссельных каналах гидроопоры, то число Рейнольдса определяется выражением

$$\text{Re} = \frac{r\rho}{\eta}|v_ж|. \quad (1)$$

Критическое значение числа Рейнольдса для потока рабочей жидкости в дроссельных каналах гидроопоры $\text{Re}_{кр} \approx 1160$ зависит от состояния поверхности дроссельных каналов и условий протекания в них рабочей жидкости и при определенных условиях (наличие технологических дефектов — острые торцевые кромки, шероховатость поверхности) может достигать Re = 20 000 [1, 2].

Найдем числа Рейнольдса для средних скоростей глицерина $v_{ж1ср} = 18{,}364$ м/с, $v_{ж2ср} = 38{,}389$ м/с и $v_{ж3ср} = 151{,}647$ м/с в дроссельных каналах по формуле (1) при $S_к = \pi R^2 = 157 \cdot 10^{-6}$ м^2 и $S_п = 0{,}0034$ м^2:

$$\text{Re}_1 = \frac{r\rho}{\eta} v_{ж1ср} = 1475{,}38; \quad (2)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{r\rho}{\eta} v_{ж2ср} = 3084{,}21; \quad (3)$$

$$\text{Re}_3 = \frac{r\rho}{\eta} v_{ж3ср} = 12183{,}457. \quad (4)$$

Из выражений (2), (3) и (4) видно, что при заданных частотах вибросигнала, массе нагрузки $m = 90$ кг и средних скоростях течения рабочей жидкости в каналах гидроопоры возникает турбулентное течение.

Таким образом, экспериментальные данные показали, что критическое число Рейнольдса не универсально и ламинарно-турбулентные переходы зависят от свойства жидкости (или газа) [10, 11].

Повышение температуры рабочей жидкости приводит к турбулентному течению в дроссельных каналах, что в свою очередь обусловливает возникновение кавитационных пузырьков — пузырьковых кластеров [5, 6], которые могут с течением времени образовывать большие пузырьки (1 см^3 и более). Это может привести к разгерметизации гидроопоры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гордеев Б. А., Тумаков С. Ф., Бугайский В. В.** Экспериментальные исследования характеристик гидроопор на вибростендах // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 5. С. 84—87.

2. **Влияние** газообразной фазы в рабочей среде на характеристики гидроопор / А. Б. Гордеев, Г. Н. Булгакова, С. Ф. Тумаков и др. // VIII Всероссийская науч. конф. "Нелинейные колебания механических систем". Т. 2. 2008. С. 59—63.

3. **Козырев С. П.** Гидроабразивный износ металлов при кавитации. М.: Машиностроение, 1971. 240 с.

4. **Системы** виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б. А. Гордеев, В. И. Ерофеев, А. В. Синев и др. // М.: Физматлит, 2004. 175 с.

5. **Флинн Г.** Физика акустической кавитации в жидкостях: Физическая акустика / Под ред. У. Мезона. М.: Мир, 1967. Т. 1. Ч. Б. С. 7—138.

6. **Лойцянский Л. Г.** Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1978. С. 12—56.

7. **Пат. 56979 Рос. Федерации:** Гидравлическая виброопора.

8. **Установка** с бесконтактным магнитореологическим преобразователем для измерения скорости магнитореологических жидкостей: Прикладная механика и технология машиностроения. / Б. А. Гордеев, В. В. Бугайский, С. Н. Охулков и др. Н. Новгород: Интелсервис, 2005. С. 86—100.

9. **Башта Т. М.** Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.

10. **Чорин А.** Теория турбулентности: Странные аттракторы / Пер. с англ. Под ред. Я. Г. Синая, Л. П. Шильникова. М.: Мир, 1981. С. 30—37.

11. **Novopashin S., Muriel A.** Is the criticel Reynolds number universa. T. 122. JETE. 2002. V. 2(8). P. 306—309.

УДК 621.825

Н. И. ХАБРАТ (Крымский инженерно-педагогический университет, Украина, г. Симферополь), e-mail: ervin777@yandex.ru

Силовые взаимодействия деталей в роликовой обгонной муфте

Рассматриваются силы, действующие на ролик обгонной муфты в равновесном положении при различных углах заклинивания, даны рекомендации по выбору диаметра ролика.

Ключевые слова: обгонная муфта, свободный ход, ролик.

The paper considers the forces, acting on a roller of overrunning clutch in the equilibrium position at different jamming angles. The recommendations on selecting of the roller's diameter are given.

Keywords: overrunning clutch, free running, roller.

В приводах сельскохозяйственных [1], транспортирующих [2] и других машин широкое применение получили роликовые обгонные муфты (муфты свободного хода). Они применяются при необходимости автоматического разъединения кинематической цепи привода от двигателя к рабочему органу в случае превышения частоты вращения первого, что происходит, если при отключении привода двигателя рабочий орган продолжает вращаться по инерции при значительных вращающихся или поступательно движущихся массах. Это позволяет разгрузить элементы привода от обратного нагружения.

Роликовые обгонные муфты (рис. 1) состоят из установленной неподвижно на валу *1* ступицы *2* и охватывающей ее обоймы *3*, которая соединена кинематически с приводом рабочего органа. На наружной поверхности ступицы имеются уступы *4*, в которых углубленно размещаются ролики *5*. Из этого положения ролики выталкиваются толкателями *6* с помощью пружин *7*, установленных в отверстиях уступов ступицы [3, 4].

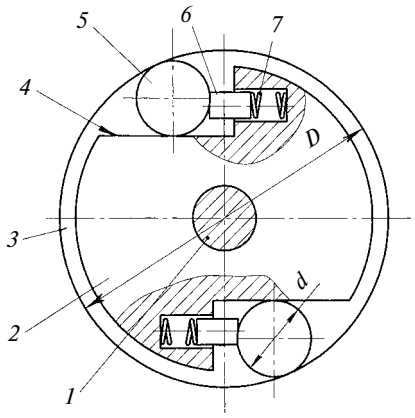


Рис. 1. Конструкция роликовой обгонной муфты

Работает муфта следующим образом. При вращении приводного вала, например по часовой стрелке, ролик заклинивается между обоймой и ступицей, и далее все детали муфты вращаются вместе, при этом крутящий момент передается от обоймы на привод рабочего органа. В случае отставания приводного вала со ступицей от обоймы при отключении привода происходит расклинивание ступицы и обоймы, что позволяет обойме независимо вращаться по инерции.

При заклинивании ступицы и обоймы посредством ролика на последний со стороны ступицы действуют силы F_c (нормальная) и F_{cf} (трения), а со стороны обоймы — F_o (нормальная) и F_{of} (трения). Угол α между нормальными силами F_o и F_c называют углом заклинивания. Со стороны ролика на ступицу и обойму муфты действую такие же по величине силы, но противоположные по направлению.

Важнейшими параметрами являются угол α заклинивания и диаметр d ролика, которые определяют несущую способность муфты. Введем относительный параметр — относительный диаметр ролика $\psi = d/D$, где D — диаметр рабочей поверхности цилиндра обоймы. Наиболее полные рекомендации по выбору этих параметров приведены в работах [3—5]. На рис. 2 представлен фрагмент муфты, из которого видно, что при одном и том же угле α заклинивания может быть разный диаметр ролика, что отражено и в работах [3—5].

Контактные напряжения в месте контакта ролика с плоскостью ступицы больше, чем в месте контакта с цилиндрической рабочей поверхностью обоймы. Контактные напряжения определяются выражением [4]

$$\sigma_н = 0{,}418(2F_cE/bd)^{1/2}, \qquad (1)$$

где E — приведенный модуль упругости первого рода для материалов ступицы и ролика длиной b.

Заменим в уравнении (1) диаметр d ролика отношением $D/8$ по рекомендации в работе [3]. Уравнение (1) представим в виде

$$\sigma_н = 0{,}418(2F_{ci}E/b\psi_iD)^{0,5}, \qquad (2)$$

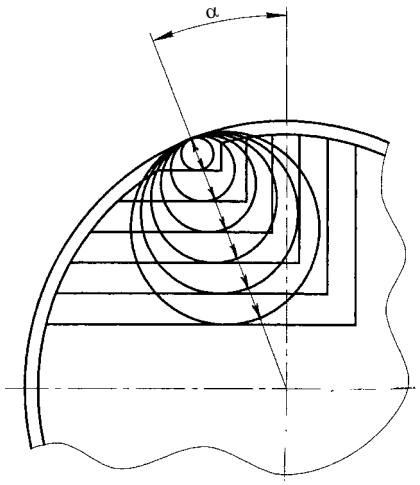


Рис. 2. Элемент роликовой обгонной муфты с возможными вариантами заклинивающего ролика (разные диаметры) при одном и том же угле α заклинивания

полагая, что при изменяемых значениях диаметра $d_i = \psi_i D$ (ψ_i — текущие значения d/D) и силы F_{ci} контактные напряжения сохраняются.

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

$$F_{ci}/F_c = 8\psi_i. \qquad (3)$$

Так как нормальная сила, действующая на ступицу, пропорциональна передаваемой нагрузке, то отношение (3) пропорционально увеличению несущей способности муфты при увеличении диаметра ролика относительно рекомендуемых значений. Увеличение диаметра d ролика с $0{,}125D$ до $0{,}25D$ приводит к повышению несущей способности муфты при сохранении остальных параметров. Рациональность увеличения диаметра d ролика с $0{,}125D$ до $0{,}154D$ [6], т. е. в 1,23 раза, подтверждена экспериментально. Было установлено, что при одном и том же рабочем диаметре обоймы муфты увеличение диаметра ролика с $0{,}125D$ до $0{,}154D$ приводит к повышению несущей способности обоймы в 2,5 раза при сохранении прежних размеров муфты.

Широкий разброс в рекомендациях по выбору диаметра ролика объясняется отсутствием теоретических основ, описывающих механизм передачи усилий от ступицы на обойму муфты через ролик, и научных обоснований, учитывающих все размеры при определении основных параметров [5].

Цель работы — изучение распределения нагрузки на детали роликовой обгонной муфты в зависимости от значений $\psi_i = d_i/D$, угла α заклинивания ролика, коэффициента f трения для рабочих поверхностей, а также разработка рекомендаций по выбору параметров при расчете и проектировании муфты. Поставленную задачу будем решать на основании уточненного исследования сил, действующих на детали муфты при передаче крутящего момента T при разных углах заклинивания и диаметрах заклинивающего ролика. Для упрощения принимаем одинаковый коэффициент f трения в местах контакта ролика со ступицей и обоймой.

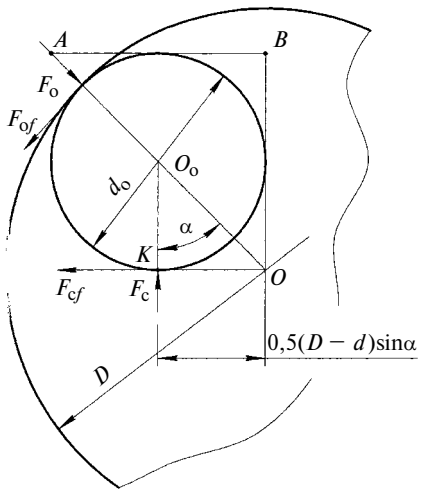


Рис. 3. Схема сил, действующих на ролик диаметром d_o

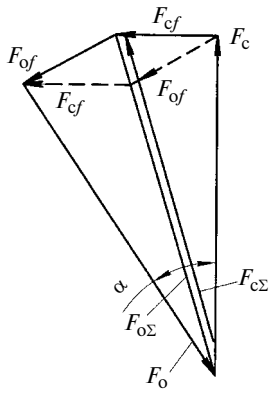


Рис. 4. Схема сил, действующих на ролик

Рассмотрим ролик в заклиненном положении при угле $\alpha < 2\beta = 2\mathrm{arctg}f$, где β — угол трения между поверхностями, контактирующими с роликом (рис. 3). Направления сил F_o, F_{of}, F_c, действующих на ролик при передаче крутящего момента $T = 0{,}5F_{of}D$ муфтой очевидны, направление силы F_{cf} неопределенно. Принимаем диаметр d_o заклиненного ролика таким, чтобы сила F_{cf} проходила через центр оси вращения муфты, назовем этот диаметр начальным. Тогда уравнения равновесия моментов сил, действующих одновременно на ролик и ступицу, относительно центра оси вращения муфты имеют вид:

$$\Sigma M_o = 0{,}5F_{of}D - 0{,}5F_c(D - d_o)\sin\alpha = 0; \qquad (4)$$

$$\Sigma M_o = T - 0{,}5F_c(D - d_o)\sin\alpha = 0. \qquad (5)$$

Решив уравнение (4) относительно F_c, получим:

$$F_c = F_{of}\frac{D}{(D - d_o)\sin\alpha} = F_{of}\frac{D\cos\alpha}{d_o\sin\alpha} = F_{of}/(\psi_o\mathrm{tg}\alpha), \qquad (6)$$

где ψ_o — начальный относительный диаметр ролика.

Из рис. 3 (ΔOAB) следует:

$$\mathrm{tg}\alpha = 0{,}5[d_o\mathrm{tg}\alpha + (D - d_o)\sin\alpha]\sin(\alpha/d_o). \qquad (7)$$

Решив преобразованную зависимость (7) относительно ψ_o, получим:

$$\psi_o = (1 + 1/\cos\alpha)^{-1}. \qquad (8)$$

Из уравнений (6) и (8) получим:

$$F_c = F_{of}/\mathrm{tg}(\alpha/2). \qquad (9)$$

На рис. 4 представлена схема сил, действующих на ролик со стороны обода и ступицы, штриховыми линиями показаны силы F_{of} и F_{cf} начального построения.

Силы, действующие на ролик:

сила F_o со стороны обода по величине равна нормальной силе F_c со стороны ступицы:

$$F_c = F_o = \frac{F_{of}}{\mathrm{tg}(\alpha/2)};$$

сила F_{of} трения (контакт ролика с ободом) по величине равна силе F_{cf} трения (контакт ролика со ступицей): $F_{of} = F_{cf}$;

суммарная сила $F_{o\Sigma}$ со стороны обода по величине равна суммарной силе $F_{c\Sigma}$ со стороны сту-

пицы, но противоположна по направлению:

$$F_{c\Sigma} = -F_{o\Sigma} = \sqrt{F_o^2 + F_{of}^2} = F_o\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2(\alpha/2)}.$$

Анализ зависимости (9) показал, что нормальные силы, действующие на ролик при неизменной нагрузке, зависят от угла заклинивания и увеличиваются с его уменьшением.

Определим коэффициент K_c запаса по сцеплению муфты при $\alpha_i < 2\beta$:

$$K_c = \frac{F_{of}/\mathrm{tg}(\alpha/2)}{F_{of}/\mathrm{tg}\beta} = \mathrm{tg}\beta/\mathrm{tg}(\alpha/2). \quad (10)$$

На рис. 5 представлена зависимость (10) при $f = 0{,}1$ [5]. Видно, что при $\alpha > 2\beta$ коэффициент $K_c < 1$, т. е. муфта неработоспособна.

Известно [3], что при увеличении угла заклинивания проскальзывание ролика всегда происходит по ступице. Это объясняется тем, что контакт ролика со ступицей всегда происходит в одном и том же месте, вследствие чего коэффициент трения снижается. Контакт ролика с обоймой происходит по всей рабочей поверхности обоймы. Поэтому коэффициент трения изменяется незначительно.

Рассмотрим случай, когда диаметр d заклинивающего ролика меньше начального диаметра, но при этом угол α такой же, что и в случае одинакового крутящего момента. Силы, действующие на заклинивающий ролик, по величине такие же, так как их направления сохраняются. Докажем, что силы, действующие на детали муфты при разных диаметрах заклинивающего ролика и одинаковых углах α и передаваемых нагрузках, одинаковы. Для этого сравним схемы на рис. 3 и 6. С уменьшением диаметра заклинивающего ролика плечо нормальной силы F_c, действующей на ступицу, увеличивается, что приводит к увеличению нагрузки

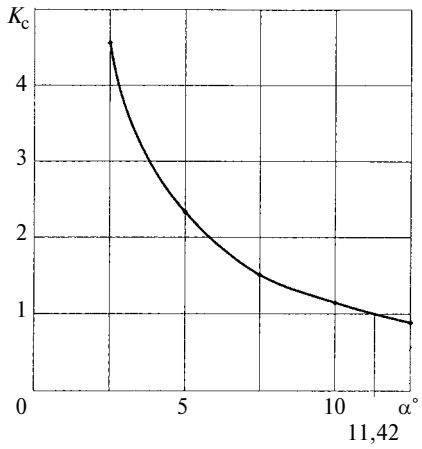


Рис. 5. Зависимость изменения коэффициента K_c запаса по формуле (10) от угла α при $f = 0{,}1$ ($\beta = 5°42'38''$)

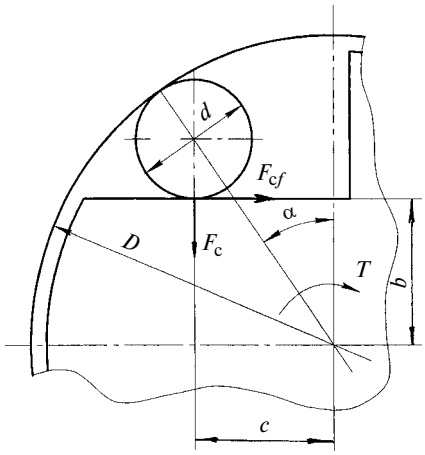


Рис. 6. Схема силовых взаимодействий ступицы и ролика

на ступицу крутящим моментом в сторону, противоположную приводному крутящему моменту T. При этом увеличивается крутящий момент на ступицу от силы F_{cf}, так как увеличивается плечо. Этот крутящий момент направлен в сторону приводного крутящего момента T. Если крутящие моменты от сил трения F_{cf} по ступице и от силы F_c равны, то силы F_c и F_o не зависят от диаметра заклинивающего ролика при одном и том же угле заклинивания. Для доказательства этого составим уравнение равновесия моментов сил, действующих на ступицу муфты, относительно оси вращения (см. рис. 6):

$$\Sigma M_o = T + 0{,}5F_{cf}[(D - d)\cos\alpha - d] - 0{,}5F_c(D - d)\sin\alpha = 0. \quad (11)$$

Приравняв уравнения (5) и (11) по передаваемой муфтой нагрузке, получим:

$$F_c(D - d_o)\sin\alpha = F_c(D - d)\sin\alpha - F_{cf}[(D - d)\cos\alpha - d]. \quad (12)$$

Заменим в уравнении (12) F_{cf} на $F_c\mathrm{tg}(\alpha/2)$ в соответствии с рис. 5, и, преобразовав его, получим:

$$d_o - d = [(D - d) \times \cos\alpha - d]/(1 + \cos\alpha). \quad (13)$$

Из рис. 3 (ΔKOO_o) следует, что $d_o/(D - d_o) = \cos\alpha$; решив это уравнение относительно D, получим:

$$D = d_o/\cos\alpha + d_o. \quad (14)$$

Подставив в уравнение (13) выражение (14), получим:

$$d_o - d + d_o\cos\alpha - d\cos\alpha = d_o + d_o\cos\alpha - d\cos\alpha - d. \quad (15)$$

Уравнение (15) окончательно доказывает равенство по абсолютной величине крутящих моментов на ступице от силы F_{cf} трения и плеча силы F_c при противоположных направлениях. Это подтверждает, что силы, действующие на детали муфты, не зависят от диаметра заклинивающего ролика при принятом угле заклинивания, следовательно, при проектировании аналогичных муфт в первую очередь необходимо конструктивно определить диаметр заклинивающего ролика, стремясь к наибольшему предельному значению.

Для более глубокого исследования данного силового взаимодействия деталей муфты рассмотрим уравнение (12), в котором заменим T и F_c силами трения F_{cf} и F_{of} с учетом схемы на рис. 4. Зависимость (12) примет вид:

$$0{,}5F_{of}D + 0{,}5F_{cf}[(D - d) \times \cos\alpha - d] - 0{,}5F_{cf} \times (D - d)\sin\alpha/\mathrm{tg}(\alpha/2) = 0. \quad (16)$$

Здесь:

внешний крутящий момент

$$T = 0{,}5F_{of}D;$$

крутящий момент от силы F_{cf} трения, действующей на ступицу,

$$T_{F_{cf}} = 0{,}5F_{cf}[(D - d)\cos\alpha - d];$$

крутящий момент, создаваемый нормальной силой F_c,

$$T_{F_{cf}} = 0{,}5F_{of}(D - d)\sin\alpha/\mathrm{tg}(\alpha/2).$$

Разделив уравнение (16) на $0{,}5F_{cf}D$, при $F_{cf} = F_{of}$ в соответствии с рис. 4 получим:

$$1 + [(1 - \psi)\cos\alpha - \psi] - (1 - \psi)\sin\alpha/\mathrm{tg}(\alpha/2) = 0. \quad (17)$$

Структурно в уравнении (17) его слагаемые выражают следующее:

первое — внешний крутящий момент нагружения муфты: $\gamma_T = 1$;

второе — крутящий момент, создаваемый силой F_{cf} трения на ступице от взаимодействия с роликом:

$$\gamma_{TF_{cf}} = (1 - \psi)\cos\alpha - \psi; \quad (18)$$

третье — крутящий момент, создаваемый на ступице нормальной силой F_c:

$$\gamma_{TF_c} = (1 - \psi)\sin\alpha\,\mathrm{tg}(\alpha/2) = (1 - \psi)(1 + \cos\alpha). \quad (19)$$

Аналогично представим зависимости изменения плеч от действия сил F_c и F_{cf}. По уравнению (11) плечо силы $F_c = 0{,}5 \times (D - d)\sin\alpha$ выразим через c (см. рис. 6) и разделим на d, получим относительную величину:

$$\gamma_{cd} = 0{,}5(1 - \psi)\sin\alpha/\psi. \quad (20)$$

Аналогично по уравнению (11) плечо силы $F_{cf} = 0{,}5[(D - d) \times \cos\alpha - d]$ выразим через b и разделим на d, получим относительную величину изменения плеча:

$$\gamma_{bd} = 0{,}5[(1 - \psi)\cos\alpha - 1]/\psi. \quad (21)$$

Анализ выражений (20) и (21) показал, что с уменьшением диаметра заклинивающего ролика интенсивность увеличения плеч γ_{cd} и γ_{bd} сил F_c и F_{cf} возрастает.

На рис. 7 представлены зависимости (18)—(21) при $\alpha = 11°$, что соответствует коэффициенту трения $f = 0{,}087$ [5, 7], следовательно, с уменьшением относительного диаметра заклинивающего ролика при постоянном угле α воздействие на ступицу со стороны силы F_c, крутящего момента T и силы F_{cf} увеличивается, так как увеличиваются плечи сил F_c и F_{cf} (см. рис. 4).

При этом нагруженность обоймы не изменяется с изменением диаметра ролика при постоянном угле заклинивания. Кроме того, увеличение диаметра заклинивающего ролика приводит к повышению несущей способности муфты, что следует из зависимости (1) и результатов экспериментов [6].

Зависимость (1) определяет нормальные контактные напряжения $\sigma_н$ в зоне контакта заклинивающего ролика с плоской поверхностью ступицы, которые больше нормальных контактных напряжений σ_o в зоне контакта ролика с обоймой, определяемых зависимостью [6]

$$\sigma_o = 0{,}418[2EF_c \times (D - d)/(bd_i)]^{0,5}. \quad (22)$$

Разделив зависимость (22) на равенство (1), получим:

$$\sigma_o/\sigma_н = (1 - \psi)^{0,5}. \quad (23)$$

На рис. 8 представлена зависимость (23). С увеличением относительного диаметра ψ заклинивающего ролика напряжения

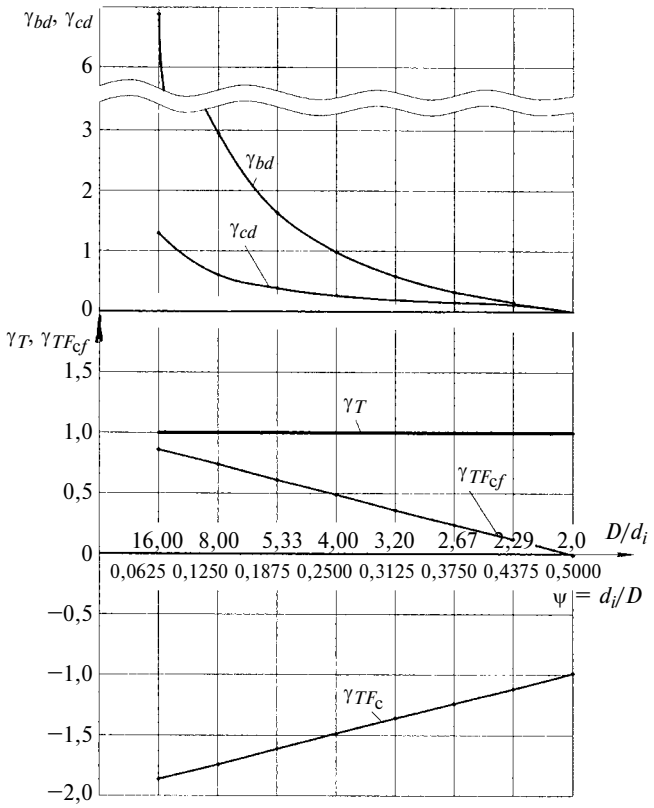


Рис. 7. Зависимости изменения показателей γ_{bd}, γ_{cd}, γ_T, $\gamma_{TF_{cf}}$, γ_{TF_c} от $\psi_i = d_i/D$ (D/d_i)

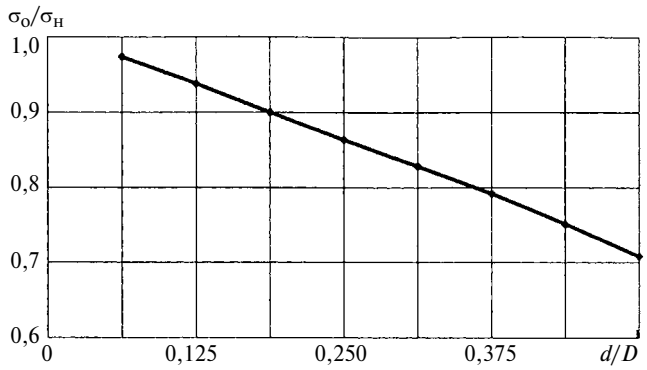


Рис. 8. Зависимости изменения относительного напряжения $\sigma_o/\sigma_н$ в обойме муфты от ψ_i

в зоне его контакта с обоймой снижаются. Так, в велосипедной роликовой обгонной муфте при $\psi = 0{,}25$ [3, 4] относительные нормальные контактные напряжения снижаются на 13 %. Со временем эта разница увеличивается, так как контакт ролика со ступицей происходит в одном и том же месте, а с обоймой — в разных местах цилиндрической поверхности. Касательные напряжения в зонах контакта заклинивающего ролика со ступицей и обоймой прямо пропорциональны нормальным контактным напряжениям.

Рассматривалась наиболее простая в техническом исполнении роликовая обгонная муфта с плоской контактной поверхностью ступицы и ролика. Аналогичны закономерности силовых взаимодействий и в роликовых обгонных муфтах других исполнений.

Таким образом, нормальные силы и силы трения, действующие на заклинивающий ролик со стороны ступицы и со стороны обоймы, не зависят от его диаметра. Силы, действующие на заклинивающий ролик при постоянной нагрузке, зависят от угла заклинивания ролика и увеличиваются при его уменьшении. Несущая способность муфты определяется наименьшим коэффициентом трения в месте контакта ролика с обоймой или ступицей.

Поверхность ступицы в месте контакта с заклинивающим роликом должна отличаться большей твердостью (больше коэффициент трения) относительно рабочей поверхности обоймы. Для повышения несущей способности муфты диаметр заклинивающего ролика следует выбирать наибольшего размера. Угол заклинивания должен быть меньше двух минимальных углов трения по одному из мест контакта ролика (с обоймой или ступицей). Нагруженность ступицы больше. Нормальные силы и силы трения, действующие на заклинивающий ролик, равны по величине.

Поверхности деталей муфты в местах контакта должны иметь наибольший коэффициент трения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Теория,** конструкции и производство сельскохозяйственных машин. Т. 5. М.: Машгиз, 1940. 646 с.
2. **Красников В. В.** Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. М.: Колос, 1973. 464 с.
3. **Машиностроение.** Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка: Энциклопедия / Под ред. Д. Н. Решетова, А. П. Гусенкова, Ю. Н. Дроздова и др. Т. IV-1. М.: Машиностроение, 1995. 864 с.
4. **Ряховский О. А., Иванов С. С.** Справочник по муфтам. Л.: Политехника, 1991. 344 с.
5. **Поляков В. С., Барбаш И. Д.** Муфты. Конструкции и расчет. Л.: Машиностроение, 1973. 336 с.
6. **Мальцев В. Ф.** Механические импульсные передачи. М.: Машиностроение, 1978. 367 с.
7. **Пилипенко М. Н.** Механизмы свободного хода. Л.: Машиностроение, 1966. 288 с.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14 кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995 г., и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

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

П. И. МАЛЕНКО, канд. техн. наук (ТулГУ, г. Тула), e-mail:malenko@tsu.tula.ru

Исследование температур на дискретных субшероховатых поверхностях при трении скольжения со смазочным материалом

Показано определение температур на единичных контактах субшероховатой поверхности при трении скольжения в условиях граничной смазки. Показано, что в зависимости от частоты температурного воздействия возможна инициация кооперативных и резонансных диффузий.

Ключевые слова: трение, температура, термоциклирование, шероховатость, диффузия.

The definition of temperatures on the single contacts of sub-rough surface at sliding friction under the condition of boundary lubrication has been shown. It was shown also that depending on the frequency of temperature influence the initiation of cooperative and resonance diffusions is possible.

Keywords: friction, temperature, thermal cycling, surface roughness, diffusion.

В трибологии принято считать, что фактическая площадь контакта при трении представляет собой общую площадь сдеформированных вершин микронеровностей, определенных в соответствии с ГОСТ 2789—73 имеющимися средствами измерения. В действительности площадь фактического контакта определяется (в зависимости от поставленной задачи) наличием субмикронеровностей различного уровня — до субзернистости (вплоть до кристаллической решетки). В этом случае фактической площадью контакта следует считать сумму площадей пятен контакта, имеющих наноуровневую размерность.

В ГОСТ 2789—73, как и в стандарте ISO 468:1982, параметры шероховатости не регламентируются. Поэтому воспользуемся рядом положений относительно шероховатости, изложенных в работе [1].

В данной работе предлагаются следующие понятия высоты H микронеровностей: микроконтакт ($H = 10 \div 1000$ нм); прецизионный контакт ($H = 0{,}1 \div 10$ нм); молекулярный контакт ($H < 0{,}1$ нм).

Необходимость рассмотрения топографии поверхности на уровне субшероховатости вызвана различными причинами. В частности, для анализа работы узлов изделий точной автоматики в некоторых случаях недостаточно 14 классов шероховатости, предлагаемых ГОСТ 2789—73. В других случаях физические параметры процессов трения и изнашивания также необходимо для достоверности оценивать на уровне субшероховатости. Приведем ряд примеров. В работе [2] предлагается термофлюктуационная модель изнашивания поверхностей трения при граничной смазке. В данной модели наибольшая высота профиля субмикрошероховатости, полученная расчетным путем, составляет 0,6 нм, т. е. рассматриваемый контакт следует считать прецизионным.

В статях [3, 4] приводятся результаты многоуровневого моделирования процессов трения и изнашивания на основе дискретно-континуального подхода. Предполагается, что изнашивание поверхностей связано с генерацией упругих волн при трении, и одним из основных определяющих факторов является субшероховатость на наноуровне ($H = 2$ нм).

Для описания температурных процессов на поверхности трения обычно используют понятие температуры $T_{\text{всп}}$ вспышки, которая отражает мгновенные температуры на площадках микроконтактов, образующихся на исходном профиле поверхности трения и определяемых согласно ГОСТ 2789—73. Совокупность температур $T_{\text{всп}}$ образует температурные волны, а сам температурный процесс определяется как процесс термоциклирования [5], в результате которого на поверхности трения образуются вторичные структуры разного фазового состава, определяющие локальные коэффициенты $f_{\text{тр}}^{\text{лок}}$ трения на площадках контакта. В конечном счете, данные коэффициенты влияют на эксплуатационные свойства пар трения [6].

В свою очередь, вторичные структуры являются результатом действия диффузионных процессов в поверхностных слоях контактирующих деталей, при этом атомы диффундируют в направлении поверхности трения.

Для более глубокого понимания процесса образования вторичных структур и управления им не-

обходимо установить механизмы диффузии. Они могут быть определены как результат действия тепловых (термоциклирования) и упругих колебаний в материалах пары трения на уровне, соответствующем размерам кристаллической решетки, т. е. на уровне субшероховатости. Следовательно, возникает задача определения температур $T_{суб}$ на субшероховатостях, которые образуют, в конечном счете, температуры вспышки $T_{всп}$ в принятом в термотрибологии понимании.

Для решения поставленной задачи необходимо, во-первых, установить диапазон характерных размеров субшероховатости, определяющих температуру $T_{суб}$, во-вторых, выбрать метод непосредственного измерения размеров субшероховатости и, в-третьих, определить температуры $T_{суб}$.

Предварительные расчеты показали, что для решения первой из поставленных задач целесообразно рассмотреть субшероховатость на уровне микроконтакта ($H > 10$ нм). Для ее описания используется фрактально-параметрический подход. Под фракталом в данном случае понимается структура, состоящая из частей, подобных целому. Этому определению удовлетворяют шероховатые поверхности, если последовательно увеличивать точность измерения (уменьшать масштаб) $П_i$, фиксируя все более мелкие детали поверхности. При $П_i = 1$ будет иметь место исходный профиль в привычном понимании. При $П_i = 2$ имеет место увеличенный фрагмент профиля, в нашем случае — микроконтакт.

Параметрический подход подразумевает использование параметров описания шероховатой поверхности согласно ГОСТ 2789—73, в частности, среднего арифметического отклонения профиля Ra и длины b_i отрезков, отсекаемых на определенном уровне P сечения профиля. Для нахождения указанных параметров использовали атомно-силовой микроскоп (АСМ) большого поля NSG 03 (10×10 мкм) с разрешающей способностью 10 нм.

Температуры на микровыступах субшероховатых поверхностей определяли моделированием температурных полей по специальной программе [5].

Методика определения субшероховатости включает несколько этапов. Для визуальной оценки поверхности на уровне субшероховатости использовали цифровую камеру и оптический микроскоп, входящий в состав АСМ. На рис. 1, *а* (см. обложку) приведена фотография поля поверхности размером 10×0 мкм. Цветовая шкала позволяет выбрать сечение на поле с характерным распределением высот и впадин субшероховатости. Масштаб шкалы в нанометрах отражает размеры субшероховатой поверхности от условной плоскости, параллельной плоскости, проходящей через среднюю линию профиля, что позволяет дополнительно оценить субшероховатость по параметру Rz. Отметим, что исследуемая поверхность была предварительно приработана. Результаты сканирования поверхности выбранного поля с помощью АСМ представлены на рис. 1, *б*. Число изображений по координатным осям x, y составило 256×256 = 65 536 точек. Таким образом, шаг сканирования $r = 38$ нм. Сечение поверхности скана по оси z осуществлялось по линии 86, в результате чего был получен профиль сечения субшероховатой поверхности (рис. 2).

Параметры субшероховатой поверхности вычисляли с помощью комплекса программ НТ-МДТ (Roughness Analysis). Среднее арифметическое отклонение Ra профиля определяли по формуле

$$\overline{Ra} = \frac{1}{l}\sum_{1}^{n} y_i, \qquad (1)$$

где $n = 65\ 536$.

Уровень P сечения профиля приравнивали к величине h сближения двух контактирующих поверхностей под действием приложенного давления σ (нагрузки N). Величину сближения находили по известной зависимости $h = \delta R$, где $\delta = 0{,}25\sqrt[9]{N}$ — относительное сближение, определяемое по формуле, приведенной в работе [7]. Например, $\delta = 0{,}32$ при $N = 150$ Н. Тогда для профиля, приведенного на рис. 2, сближение $h = 12{,}8$ нм, т. е. $P = \frac{12{,}8}{17}100 = 75$ %.

Для машины трения, на которой проводили все трибологические эксперименты, нагрузке $N = 150$ Н соответствует давление на контурной площади контакта $\sigma = 3$ МПа [5].

Среднее значение длин отрезков, отсекаемых на уровне P, вычисляли по формуле

$$\bar{b} = \frac{1}{n_1}\sum_{1}^{n_1} b_i, \qquad (2)$$

где n_1 — число отсекаемых отрезков.

Для нахождения среднего шага местных выступов профиля использовали зависимость

$$\bar{S} = \frac{1}{n_1}\sum_{1}^{n_1} S_i. \qquad (3)$$

Получены следующие результаты расчетов по формулам (1)÷(3): среднее арифметическое отклонение профиля $\overline{Ra} = 36{,}82$ нм; среднее значение длин отрезков $\bar{b} = 98{,}46$ нм; средний шаг местных микронеровностей $\bar{S} = 358{,}12$ нм.

Отметим, что исходная шероховатость исследуемой поверхности (на уровне $П_i = 1$) соответствовала параметру $Ra = 0{,}8 \div 0{,}63$ мкм, в то время как субшероховатость (на уровне $П_i = 2$) — примерно $Ra = 0{,}04 \div 0{,}032$ мкм по ГОСТ 2789—73.

Как отмечалось ранее, температуры $T_{суб}$ на пятнах контакта субшероховатости предполагается

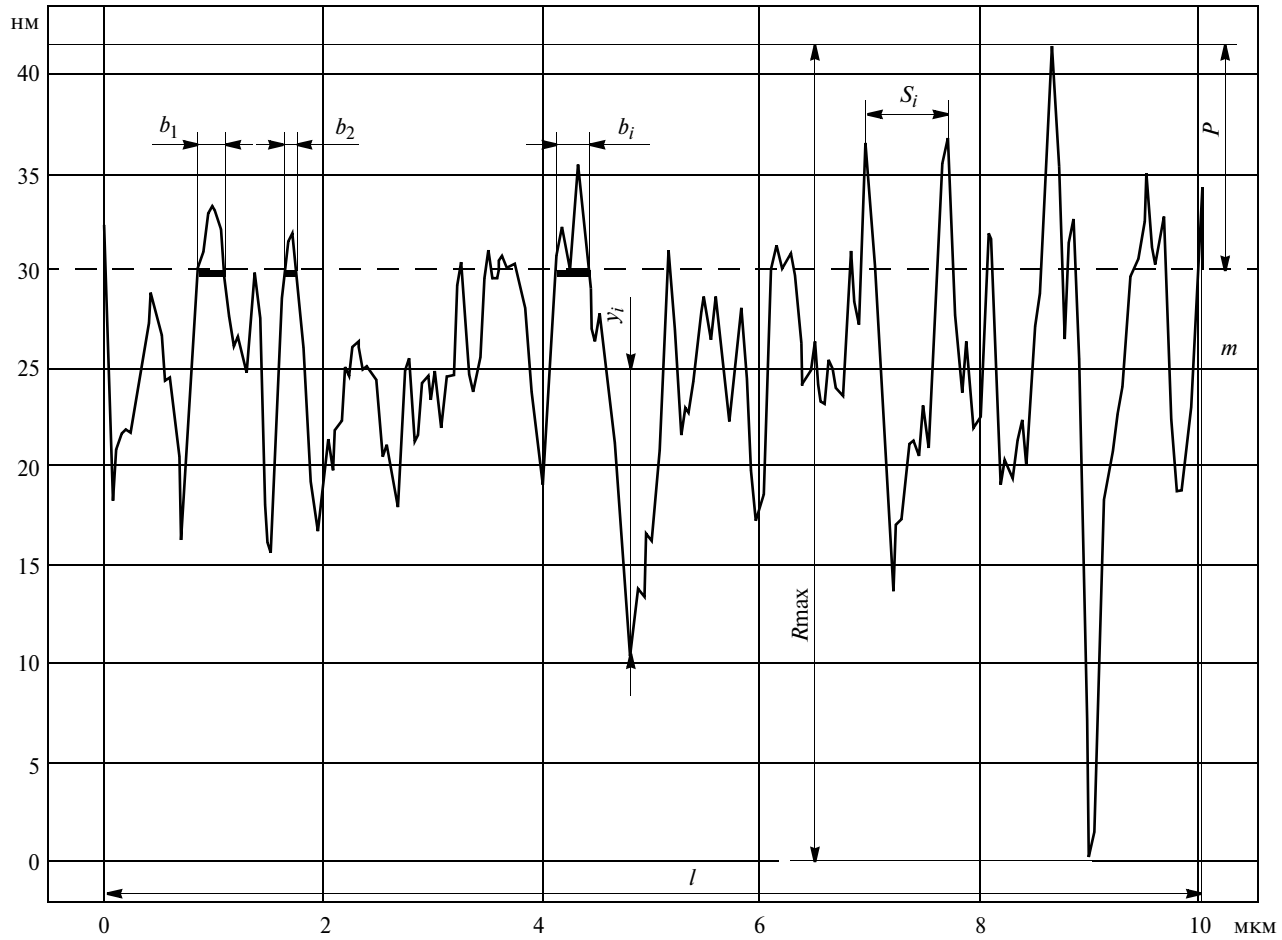


Рис. 2. Параметры субшероховатой поверхности:
l = 0,01 мм — базовая длина; m — средняя линия профиля; P — уровень сечения профиля; b_i — длины отрезков, отсекаемых на уровне P; y_i — отклонения профиля от линии m; S_i — шаг местных выступов профиля; Rmax — наибольшая высота профиля

определять по программе моделирования температур $T_{\text{всп}}$ вспышки. Для этого необходимо, во-первых, изменить масштаб цилиндрического микровыступа, аппроксимирующего реальный микровыступ. Если при определении $T_{\text{всп}}$ диаметр микровыступа $d_y \approx 10$ мкм, то при моделировании $T_{\text{суб}}$ диаметр $d_{\text{суб}} = \bar{b} \approx 100$ нм = 0,1 мкм, т. е. уменьшается в 100 раз. При определении $T_{\text{всп}}$ использовали систему дифференциальных уравнений теплопроводности в трехмерном пространстве с соответствующими краевыми условиями. Решали систему методом конечных разностей (методом сеток) в явном виде с шагом по координатным осям $d_x = d_y = d_z = 10^{-6}$ м. При нахождении $T_{\text{суб}}$ шаг сетки соответственно составлял $d_x = d_y = d_z = 0{,}6 \cdot 10^{-8}$ м. Моделирование температур проводили при скоростях трения $v = 1 \div 10$ м/с. На рис. 3 (см. обложку), приведены температурные поля (*а*) и типичный график изменения $T_{\text{суб}}$ (v = 10 м/с) (*б*).

Анализ графиков, приведенных на рис. 3, показал, что температурное поле на субшероховатостях представляет собой высокочастотные синусоидальные колебания, затухающие по мере их проникновения в глубь материала на контакте. Математическое описание подобных тепловых волн дано в работе [8]. Приведем основные расчетные формулы, с помощью которых можно определить параметры волнового процесса, определенного в работе [5] как процесс термоциклирования.

Период колебаний температуры:

$$P = \bar{S}/v. \tag{4}$$

Частота колебаний температуры, Гц:

$$f = 2\pi/P. \tag{5}$$

Колебательный процесс проникновения температуры в твердое тело на глубину z описывается уравнением

$$T_{\text{отн}} = \frac{\bar{T}_{\text{суб}}}{T_1} \operatorname{erfc} \frac{z}{2\sqrt{a\tau}} + \frac{T_2(z,\tau) - T_{\text{нач}}}{T_1^{\max}}, \tag{6}$$

где $\bar{T}_{\text{суб}} = \frac{1}{2}(T_{\text{суб}}^{\max} + T_{\text{суб}}^{\min})$; $T_1 = \frac{1}{2}(T_1^{\max} + T_1^{\min})$; $\operatorname{erfc} \frac{z}{2\sqrt{a\tau}}$ — динамическая функция ошибок Гаусса; a = 0,074 — коэффициент температуропроводности твердого тела (сталь 25Х3М3НБЦА), см^2/с.

Изменение относительной амплитуды колебаний температуры $T_{суб}$ по глубине твердого тела [второе слагаемое в уравнении (6)]

$$\frac{T_2(z,\tau) - T_{нач}}{T_1^{max}} =$$

$$= A_0 e^{-z\sqrt{\pi/ap}} \cos\left[\frac{2\pi}{p}\tau - \left(z\sqrt{\frac{\pi}{ap}} + M\right)\right], \qquad (7)$$

где

$$A_0 = \left(1 + \frac{2}{H}\sqrt{\frac{\pi}{ap}} + \frac{2\pi}{H^2 ap}\right)^{-1/2} \qquad (8)$$

— амплитуда колебаний;

$$M = \mathrm{arctg}\left(\frac{1}{1 + H\sqrt{ap/\pi}}\right)^{1/\beta} — \qquad (9)$$

смещение колебаний температуры $T_{суб}$ по фазе относительно колебаний температуры T_1 смазочного материала.

В уравнениях (8) и (9) $H = \alpha/\lambda = 412 \div 4120$, 1/м, при изменении зазора h в щели между контактирующими выступами субшероховатой поверхности в пределах $10^{-6} \leqslant h \leqslant 10^{-5}$ м [9].

В графическом виде зависимость (6) представлена на рис. 4, из которого следует, что изменение $T_{суб}$ по координате z является затухающим с длиной волны

$$\lambda_\perp = 2\sqrt{ap}. \qquad (10)$$

Для оценки температуры $T_{всп}$ ограничим колебательный процесс по глубине некоторым размером $z = \nu$, используя для этих целей зависимость [8]

$$\nu = \sqrt{ap/2\pi} \approx 0{,}11\lambda_\perp. \qquad (11)$$

По физическому смыслу ν является коэффициентом K_ψ теплоусвоения твердого тела, который показывает, какая доля теплоты аккумулируется в слое толщиной ν по сравнению с бесконечно тонким слоем ($\nu \to 0$). Расчеты показывают, что при $\nu = 0{,}11\lambda_\perp$ имеем $K_\psi > 0{,}9$. Важной характеристикой процесса колебания температуры $T_{суб}$ является скорость "нагревания—охлаждения", которая в работе [10] характеризуется как скорость передачи энергии кристаллической решетке:

$$K_\omega = (T_{суб}^{max} - T_{суб}^{min})\frac{\bar{b}}{2v}. \qquad (12)$$

Скорость распространения волн по глубине z:

$$\nu_\perp = \lambda_\perp/p. \qquad (13)$$

Результаты расчетов по формулам (4)÷(13) сведены в таблицу.

Оценим полученные расчетные параметры температурного процесса. Во-первых, отметим, что среднее значение $\bar{T}_{всп}$, соответствующее температуре $T_{суб}$ на глубине $z = \nu$, в целом незначительно отли-

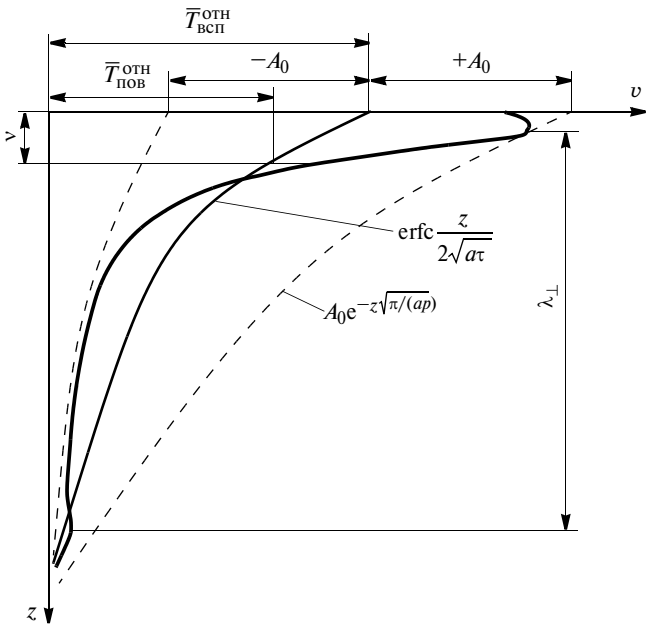


Рис. 4. Распределение относительной температуры $T_{отн}$ по глубине z стенки

чается от температуры $T_{всп}$, определенной для исходной шероховатости ($\Pi_i = 1$). Следовательно, температура в твердом теле распространяется путем трансформации температур $T_{суб} \to T_{всп} \to T_{пов} \to T_{об}$. Во-вторых, возникает возможность оценить на качественном уровне влияние субтемператур на кристаллическую решетку металла с точки зрения инициирования ускорения диффузионных процессов. Наиболее информативными в этом отношении являются параметры K_ω, ω, ψ и ΔU. Высокая скорость передачи теплоты кристаллической решетке ($K_\psi \approx 10^9$ градус/с) оценивается как "тепловой удар", приводящий к упругой деформации кристаллической решетки [10]. Время же релаксации упругих деформаций $\tau_р \sim 10^{-6}$ с [11]. Следовательно, кристаллическая решетка в процессе трения будет находиться в упругонапряженном состоянии с постоянным накоплением степени напряженности. В результате межатомные связи в кристаллической решетке, имеющие порядок в несколько электронвольт (1 эВ = $1{,}6 \cdot 10^{-19}$ Дж), под воздействием упругих деформаций будут разрываться, что и приведет к процессу диффузии. При этом не будет наблюдаться превалирование того или иного известного механизма диффузии. Подобная схема диффузионных процессов определена в работе [121 как кооперативная диффузия. Описание данного механизма диффузии, связанное со смещением ψ фаз и скоростей продольных $U_\parallel$ и поперечных $U_\perp$ температурных колебаний, приводит к концепции независимости (отсутствию перекрестного перемешивания) продольных и поперечных диффузионных потоков.

Значения параметров процесса термоциклирования ($h = 10^{-6}$ м)

Параметр	Скорость трения v, м/с			Параметр	Скорость трения v, м/с		
	1	5	10		1	5	10
T_1^{max}, °C	39,4	311	616	ψ, рад	$0{,}124\pi$	$0{,}124\pi$	$0{,}124\pi$
$\overline{T}_1$, °C	34,5	272	540	A_0	0,69	0,51	0,46
$\overline{T}_{суб}$, °C	23,8	158	284	$U_{\parallel}$, м/с	1	5	10
P, с	$3{,}6 \cdot 10^{-7}$	$0{,}72 \cdot 10^{-7}$	$3{,}6 \cdot 10^{-8}$	$U_{\perp}$, м/с	17,2	21	54
ω, МГц	17,4	87	174	$\Delta\nu = U_{\parallel}/U_{\perp}$	0,06	0,24	0,19
M, рад	$0{,}07\pi$	$0{,}07\pi$	$0{,}1\pi$	K_{ω}	$6{,}6 \cdot 10^{-7}$	$2{,}19 \cdot 10^{-9}$	$1{,}57 \cdot 10^{-10}$
$\lambda_{\perp}$, м	$3{,}26 \cdot 10^{-6}$	$1{,}46 \cdot 10^{-6}$	$1{,}03 \cdot 10^{-6}$	$T_{суб}^{(z=\nu)} = \overline{T}_{всп}$	21	144	274
ν, м/нм	$\frac{0{,}358 \cdot 10^{-6}}{358}$	$\frac{0{,}16 \cdot 10^{-6}}{160}$	$\frac{0{,}113 \cdot 10^{-6}}{113}$	$\overline{T}_{всп}$ [5]	19	140	280

В свою очередь, частота температурных колебаний $\omega \approx (10^8 \div 10^9)$ Гц может при определенных условиях соответствовать частоте тепловых колебаний атомов в кристаллической решетке. Согласно модели Дебая данная частота находится в диапазоне $\omega_a = 10^{11} \div 10^{12}$ Гц [13]. Однако модель Дебая, хотя она и получила широкое распространение благодаря своей простоте, является довольно грубой, так как рассматривает колебания в континуальном приближении (колебания в сплошной среде). Модель Борна [14] лишена данного недостатка, по различным оценкам она дает $\omega_a = 10^9 \div 10^{10}$ Гц [14]. В результате не исключается появление резонансных явлений в кристаллической решетке, т. е. возникновение резонансного механизма диффузии, не описанного, по нашим сведениям, в литературе.

Вывод

Рассмотрены вопросы определения температуры $T_{суб}$ на субшероховатых выступах поверхности при трении скольжения со смазочным материалом с малыми зазорами между контактирующими поверхностями. В сущности, речь идет о трении с граничной смазкой. Установлено, что изменения $T_{суб}$ носят характер высокочастотных температурных колебаний ($\omega = 10^8 \div 10^9$). Кристаллическая решетка металла подвергается воздействию "теплового удара", вызывающего в решетке упруго-деформационное состояние. Предполагается, что данное состояние приведет к ускорению диффузионных процессов в виде кооперативного механизма диффузии. Крайним проявлением данного механизма является резонансная диффузия при совпадении частот собственных колебаний атомов в кристаллической решетке с вынужденными колебаниями, вызванными термоциклированием на субшероховатостях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мышкин Н. К., Петроковец И. И.** Трибология: принципы и приложения. Гомель: ИМПС НАНБ, 2002. 304 с.

2. **Суслов А. Г., Шец С. П., Прудников М. И.** Термофлюктуационная модель изнашивания поверхностей трения твердых тел при граничной смазке // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2008. № 10. С. 40—47.

3. **Многоуровневое** моделирование процессов трения и износа на основе численных методов дискретной механики и феноменологической теории / А. И. Дмитриев, А. Ю. Смолин, В. Л. Попов и др. // Физическая мезомеханика. 2008. Т. 11. № 4. С. 15—24.

4. **Смолин А. Ю., Добрынин С. А., Псахье С. Г.** Факторы, определяющие генерацию упругих волн при трении. Моделирование на основе дискретно-континуального подхода // Изв. Томского ГУ. 2009. Т. 314. № 2. С. 76—82.

5. **Маленко И. П., Маленко П. И.** Исследование температур на дискретных контактах при трении скольжения со смазочным материалом // Вестник машиностроения. 2009. № 1. С. 38—44.

6. **Маленко П. И.** Исследования влияния температур на дискретных множественных контактах на триботехнические свойства пар трения скольжения со смазочным материалом // Вестник машиностроения. 2009. № 10. С. 33—42.

7. **Власов В. М., Маленко П. И., Зеленко В. К.** Модель акустической диагностики поверхности трения в условиях смазывания // Трение и износ. 1999. Т. 20. № 5. С. 489—495.

8. **Лыков А. В.** Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. 451 с.

9. **Маленко И. П., Маленко П. И.** Аналитические и экспериментальные исследования температур при трении скольжения со смазочным материалом // Вестник машиностроения, 2006. № 6. С. 38—46.

10. **Универсальные** свойства металлов в явлении динамического приближения / Р. И. Илькаев, А. Я. Учаев, В. Т. Лунин и др. // Докл. РАН. 2002. Т. 384. № 3. С. 328—333.

11. **Камашев А. М.** Определение релаксации механических напряжений в металлах при импульсных воздействиях // Письма в ЖТФ. 2006. Т. 1. Вып. 12. С. 195—197.

12. **Чудинов В. Г.** Кооперативный механизм самодиффузии в металлах // Журнал технической физики. 2000. Т. 70. Вып. 7. С. 133—135.

13. **Трубецков Д. И., Мчедлова Е. С., Красичков Л. В.** Введение в теорию самоорганизации открытых систем. М.: Физмат, 2002. 200 с.

14. **Борн М., Хуан Кунь.** Динамическая теория кристаллических решеток. М.: Изд-во ИЛ, 1958. 488 с.

УДК 629.442.53.004.624

В. К. ЗЕЛЕНКО, В. М. КОРОЛЁВ, кандидаты технических наук (филиал ГУП "КБП—ЦКИБ СОО", г. Тула),
Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: drozdov@imash.ac.ru

Разрушение поверхности канала ствола снайперского оружия

Рассмотрено влияние физико-механических и химических факторов на износ каналов стволов снайперского оружия.

Ключевые слова: снайперское оружие, ресурс, пороховой заряд, механическое и термическое воздействие, износ.

The influence of physico-mechanical and chemical factors on the wear of the sniper weapon barrel is considered.

Keywords: sniper weapon, resource, powder charge, mechanical and thermal effect, wearing.

Опыт локальных войн и антитеррористических операций конца 20 и начала 21 веков показал необходимость применения снайперского оружия, основное требование к которому — поражение одиночных целей первым выстрелом при дальности до 1,5 км и более.

Ресурс стволов снайперского оружия составляет 4000÷6000 выстрелов и для его повышения необходимо обстоятельное исследование всех влияющих факторов и их взаимосвязи с физико-механическими, химическими и геометрическими параметрами системы "ствол—патрон".

Под ресурсом стволов стрелкового оружия понимается число выстрелов до достижения критерия предельного состояния ствола. Для снайперского оружия критерием предельного состояния является допустимое ухудшение кучности стрельбы, т. е. степени группирования точек попадания (пробоин) вокруг средней точки, оцениваемое величинами рассеяния пробоин или радиуса круга, вмещающего 100 % точек попадания. Критерий предельного состояния указывается в технических условиях на оружие. Ухудшение кучности, т. е. увеличение рассеяния пробоин, наступает вследствие как диаметрального износа канала ствола, так и его неравномерности по длине ствола. Таким образом, ресурс ствола прямо зависит от величины, интенсивности и характера износа канала ствола.

Исследованиями износа каналов стволов огнестрельного оружия в течение более 100 лет занимались многие отечественные и зарубежные ученые: Д. К. Чернов, А. А. Благонравов, В. Е. Слухоцкий, Ю. Н. Дроздов, Ю. В. Чуев, Е. И. Совз, А. Г. Шипунов, В. В. Свешников, В. С. Логвинов, Нобль, Шарбонье, Габо, Грациани, Швиннинг, Летан и многие другие [1, 2].

Исследовали как стволы артиллерийских орудий с раздельным и гильзовым заряжанием при одиночных выстрелах, так и стволы автоматического оружия при стрельбе очередями. Однако износу каналов стволов снайперского оружия, стреляющего одиночными выстрелами, уделялось явно недостаточно внимания.

В общем случае износом называется остаточное изменение формы или материала поверхности твердых тел вследствие трения. Применительно к снайперскому оружию износ канала ствола есть результат его взаимодействия с двумя физическими телами — пороховым газом, образующимся в результате горения порохового заряда, и пулей. Особенностью системы "ствол—патрон" является импульсный характер термического и механического воздействий на поверхность канала ствола пороховых газов и движущейся с натягом по полям нарезов пули.

Рассмотрим взаимосвязь величины износа канала ствола с влияющими факторами и параметрами системы "ствол—патрон" при одиночной стрельбе. Под параметрами будем понимать величины, характеризующие химический и структурный состав материалов, размеры, форму и физико-механические свойства элементов системы [3]; под влияющими факторами — изменяющиеся во времени и по длине канала ствола характеристики процессов, протекающих в канале ствола в период выстрела, при горении пороха и движении пули по каналу и воздействующих на поверхностный слой канала ствола.

При горении пороха образуется пороховой газ, представляющий собой смесь газообразных соединений — это в основном CO, CO_2, H_2O, H_2 и N, в небольших количествах возможно присутствие примесей NH_3, CH_4, NO, H_2S и следов кислорода.

Во время выстрела под действием высоких температур и давления происходит цементация стали: в результате диффузии образуется твердый раствор углерода в стали, который при охлаждении выделяется в виде карбида железа (Fe_3C). Образующийся при этом слой называют "белым слоем". Его исследования позволили сделать предположение, что насыщенный углеродом жидкий металл, образующийся на поверхности канала ствола, после выстрела быстро твердеет и создается тонкий слой мелкозернистой эвтектики Fe_3C и Fe со значительным содержанием сохранившегося аустенита. Цементационный слой плавится при температуре 1150 °С, в то время как основной металл плавится при 1450 °С, что приводит к образованию трещин.

В поверхностном слое присутствуют также оксиды FeO, Fe_2O_3, Fe_3O_4. Это указывает на то, что наряду с науглероживанием поверхности происходит ее окисление. Слой оксидов может составлять от единиц до нескольких десятков микрометров и подвержен образованию трещин и эрозии. Окисление происходит несмотря на наличие восстанавли-

вающей среды, образующейся при сгорании пороха. Пороховые газы содержат много водорода, который при высокой температуре восстанавливает двуокись углерода в окись и окисляется в воду за счет выделенного кислорода. Двуокись углерода и вода диссоциируют по уравнениям:

$$2CO_2 \rightleftarrows 2CO + O_2;$$
$$2H_2O \rightleftarrows 2H_2 + O_2.$$

При этом кислород окисляет поверхность канала ствола.

Даже при единичном выстреле нагревание поверхностного слоя канала ствола вызывает фазовое превращение структуры металла в аустенит при сравнительно умеренных температурах — около 725 °С. При охлаждении образуется неотпущенный хрупкий мартенсит с остатками аустенита. При циклическом изменении температуры ствола, сопровождающимся фазовыми превращениями, несоответствие объемов каждой из фаз приводит к возникновению напряжений и образованию трещин. В поверхностном слое создаются высокие термические напряжения в результате большой разницы коэффициентов расширения аустенита и феррита, что при циклическом нагревании—охлаждении вызывает образование сетки трещин.

Иногда белый слой состоит из двух слоев: наружного, включающего карбиды железа, оксиды, нитриды и аустенитную и мартенситную фазы стали, и внутреннего, содержащего углерод и азот, распределенные в аустените. Аустенитная фаза имеет низкий предел текучести, высокую пластичность, а потому более подвержена химическому воздействию; мартенситная структура имеет высокий предел текучести, но значительно меньшую пластичность и склонность к трещинообразованию, поэтому чувствительна к механическому изнашиванию.

Помимо химического и структурно-фазового воздействий пороховой газ оказывает механическое и термическое воздействия на поверхностный слой канала ствола. За время выстрела, исчисляемое тысячными долями секунды, поверхность канала ствола в запульном пространстве подвергается воздействию порохового газа с максимальными величинами давления — свыше 300 МПа и температуры — свыше 2700 °С (рис. 1).

Физическое состояние поверхностного слоя изменяется следующим образом: в первый момент в нем возникают напряжения растяжения от действия давления порохового газа. Затем слой нагревается до высокой температуры в результате теплоотдачи порохового газа, стремясь удлиниться и расшириться, чему препятствуют ненагретые слои металла. В результате в слое возникают тангенциальные температурные напряжения сжатия, которые могут значительно превышать тангенциальные напряжения растяжения, создаваемые давлением порохового газа (рис. 2).

Максимальные растягивающие напряжения в поверхностном слое возникают непосредственно за пулей. Максимальные же сжимающие напряжения имеют место в момент максимального температурного пика, когда время взаимодействия порохового газа с поверхностью канала максимально, а давление в канале ствола равно давлению окружающей среды.

Следовательно, при одиночном выстреле в поверхностном слое имеют место циклические знакопеременные нагрузки динамического характера, в стволе возникают упругие деформации.

В результате в казенной части на поверхности канала ствола образуется сетка трещин с ячейками, постепенно уменьшающимися к дульной части (рис. 3).

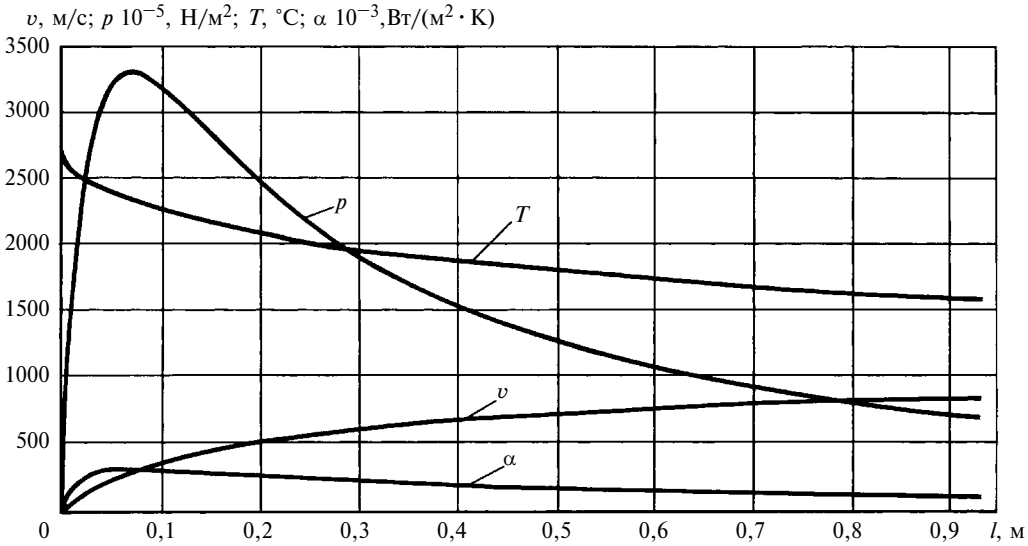


Рис. 1. Изменение параметров порохового газа в запульном пространстве канала ствола снайперской винтовки ОСВ-96 калибра 12,7 мм:
υ — скорость пули; p — давление газа; T — температура газа; α — коэффициент теплоотдачи газа; l — путь пули в канале ствола

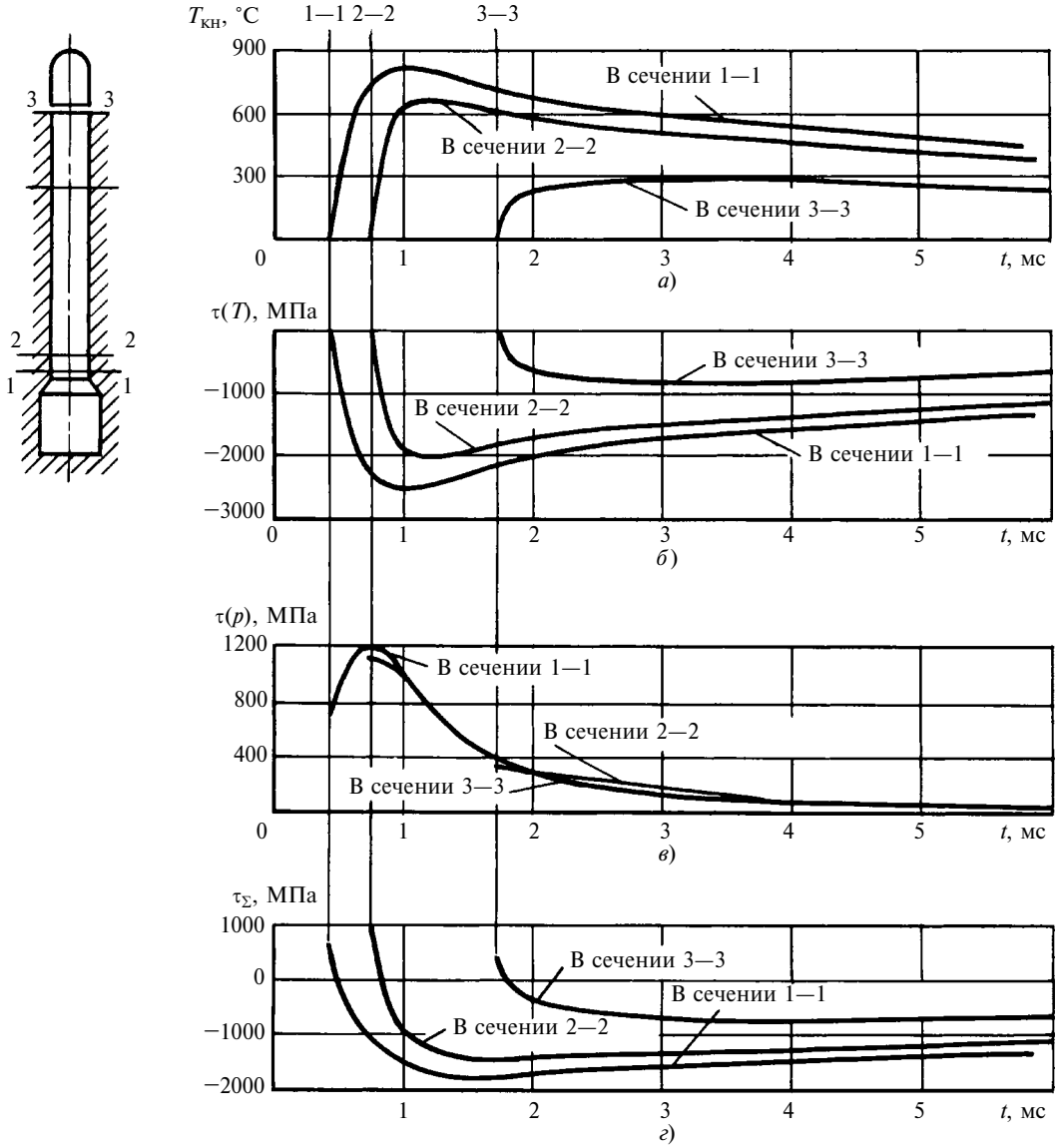


Рис. 2. Расчетные характеристики поверхности канала ствола винтовки ОСВ-96 в процессе выстрела:
а — температура нагревания; *б* и *в* — напряжение в зависимости соответственно от температуры нагревания и давления порохового газа; *г* — суммарное напряжение

Температура поверхности канала ствола зависит от интенсивности теплоотдачи порохового газа и тепловой активности металла (внутренняя теплоотдача). При решении задачи теплообмена между пороховым газом и поверхностью канала ствола обычно пользуются законом Ньютона—Рихмана:

$$\frac{dq_x}{dt} = \alpha(T - T_{кн,x}), \qquad (1)$$

где q_x — количество теплоты, поступающее через единицу площади поверхности канала в ствол при выстреле вследствие теплоотдачи порохового газа; α — коэффициент теплоотдачи порохового газа, определяемый по обобщенной формуле [1]

$$\alpha = \frac{42}{W^{0,55}}\left\{\left(m_\omega \frac{d\psi}{dt}\right)^{0,65} + 3,1[S\rho v(l)]^{0,65}\right\},$$ полученной методом теории размерности на основе анализа экспериментальных данных. Здесь: W — свободный объем канала ствола; m_ω — масса заряда; ψ — относительная часть сгоревшего заряда; t — время; S — площадь поперечного сечения канала ствола; ρ — плотность порохового заряда; $v(l)$ — скорость порохового заряда у дна пули, l — путь дна пули по

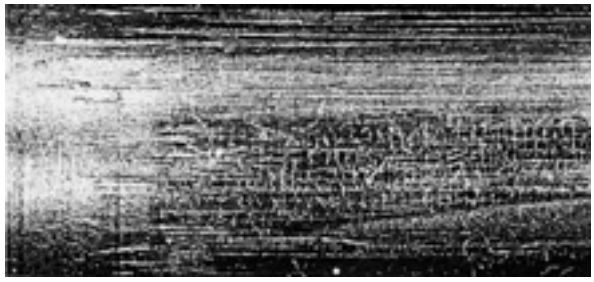


Рис. 3. Сетка трещин на изношенной поверхности канала ствола винтовки ОСВ-96 у пульного входа

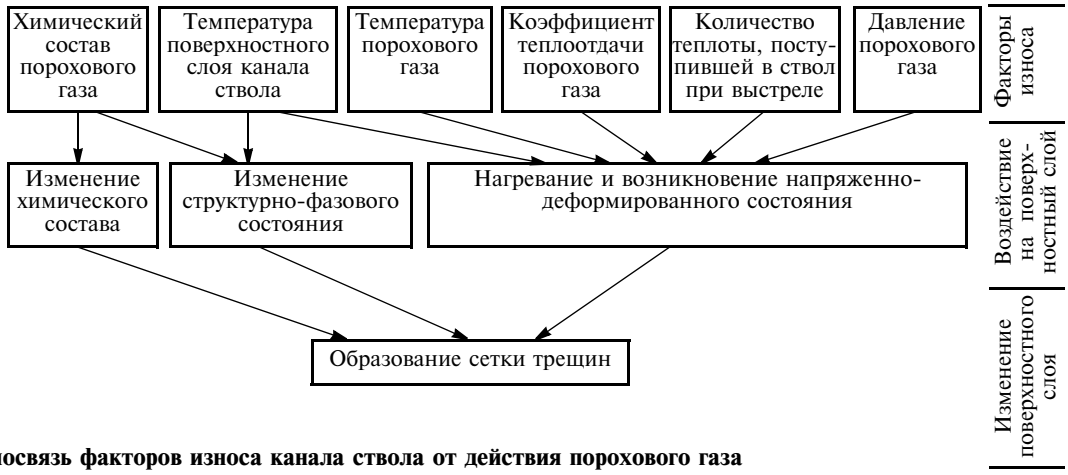


Рис. 4. Взаимосвязь факторов износа канала ствола от действия порохового газа

каналу ствола; T — температура порохового газа; $T_{\text{кн},x}$ — температура поверхности канала ствола в расчетном сечении x.

При единичном выстреле можно пренебречь теплоотдачей с наружной поверхности и в осевом направлении, а также считать стенку ствола плоской и полубесконечной. Тогда температуру поверхности канала можно определить по приближенной формуле [4]

$$T_{\text{кн},x} = T_{\text{н}} + \frac{2}{3\sqrt{\pi}v_{\text{тс}}(T_{\text{н}})}\left[\sqrt{t-t_x}\frac{\mathrm{d}q_x}{\mathrm{d}t} + \frac{2q_x}{\sqrt{t-t_x}}\right], \quad (2)$$

где $T_{\text{н}}$ — начальная температура ствола; $v_{\text{тс}}(T_{\text{н}}) = \sqrt{\lambda_{\text{тс}}(T_{\text{н}})C_{\text{тс}}(T_{\text{н}})\rho(T_{\text{н}})}$ — коэффициент теплоусвояемости материала ствола; $\lambda_{\text{тс}}(T_{\text{н}})$ — коэффициент теплопроводности материала ствола; $C_{\text{тс}}(T_{\text{н}})$ — коэффициент теплоемкости материала ствола; $\rho(T_{\text{н}})$ — плотность материала ствола, t_x — время прохождения ведущей частью пули расчетного сечения x ствола.

Подставив формулу (2) в уравнение (1), получим уравнение для определения q_x, которое позволяет вычислять T_x по формуле

$$\frac{\mathrm{d}q_x}{\mathrm{d}t} = \alpha\frac{T - T_{\text{н}} - \dfrac{4}{3\sqrt{\pi}v_{\text{тс}}(T_{\text{н}})}\dfrac{q_x}{\sqrt{t-t_x}}}{1 + \alpha\dfrac{2}{3\sqrt{\pi}v_{\text{тс}}(T_{\text{н}})\sqrt{t-t_x}}}. \quad (3)$$

Согласно зависимости (3) и формуле для определения коэффициента α на теплообмен порохового газа с поверхностным слоем канала ствола влияют скорость направленного движения газа и скорость $m_\omega\dfrac{\mathrm{d}\psi}{\mathrm{d}t}$ газообразования при горении заряда.

Взаимосвязь между факторами износа поверхностного слоя канала ствола, обусловленными действиями порохового газа, схематично показана на рис. 4.

Взаимодействие пули с каналом ствола определяется давлением порохового газа, скоростью пули и ее конструкцией [5], от которых зависит сила трения в паре "пуля—канал ствола". Сила трения $F_{\text{тр}}$ зависит от радиального контактного напряжения σ_r и коэффициента f трения:

$$F_{\text{тр}} = \int_0^{l_n} 2\pi r f \sigma_r \mathrm{d}l,$$

где l_n — длина направляющей части пули; r — эквивалентный радиус поверхности трения пули.

Наиболее распространенными являются оболочечные пули, состоящие из биметаллической оболочки (сталь 11КП или 18ЮА с томпаковым покрытием), внутри которой расположены либо последовательно стальной и свинцовый сердечники, либо коаксиально стальной сердечник и свинцовая рубашка.

Вследствие импульсного характера нагружения пули при выстреле свинец переходит в вязко-пластическое состояние, передавая нагрузки по всем направлениям одинаково как пластическая несжимаемая среда. Поэтому радиальное контактное напряжение σ_r будет определяться суммой осевого $\sigma_{r\text{ос}}$ и центробежного $\sigma_{r\text{ц.с}}$ напряжений от инерции свинцовой рубашки (или сердечника) и центробежной силой $\sigma_{r\text{э}}$ от эксцентриситета центра масс пули, возникающего по технологическим причинам:

$$\sigma_r = \sigma_{r\text{ос}} + \sigma_{r\text{ц.с}} + \sigma_{r\text{э}}.$$

Здесь:

$$\sigma_{r\text{ос}} = \frac{\mu_{\text{св}}}{1-\mu_{\text{св}}}\frac{m_{\text{св}}}{m_{\text{п}}}\frac{(r_2+\delta)^2}{r_2^2 - r_1^2}p(l); \quad (4)$$

$$\sigma_{r\text{ц.с}} = \rho_{\text{об}} r^2 \delta\omega^2 + \rho_{\text{св}}\frac{r_2^2 - r_1^2}{2}\omega^2; \quad (5)$$

$$\sigma_{r\text{э}} = \frac{m_{\text{п}} r_{\text{ц.м}}}{2\pi r_{\text{п}} l_{\text{п}}}\omega^2, \quad (6)$$

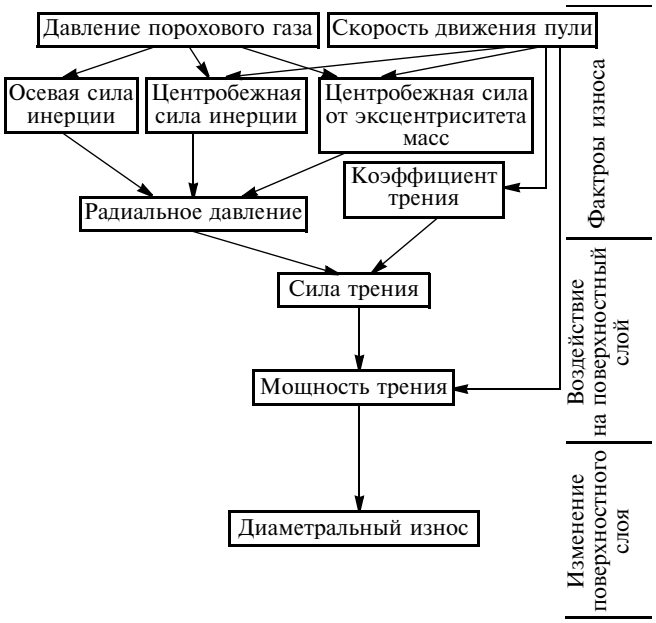


Рис. 5. Взаимосвязь факторов износа канала ствола от действия пули

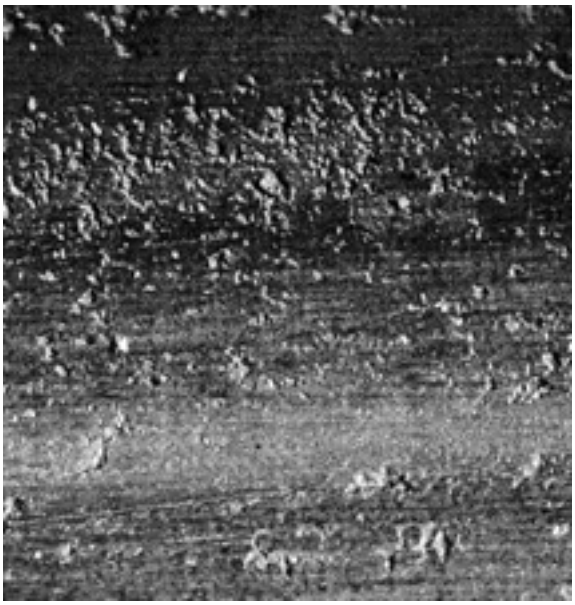


Рис. 6. Точечное разрушение поверхностного слоя канала ствола

где $\omega = \frac{\pi}{\eta r_п} v(l)$ — угловая скорость пули; $p(l)$ — давление газа у дна пули; $v(l)$ — скорость порохового газа у дна пули (скорость пули); $\mu_{св}$ — коэффициент Пуассона для свинца; $m_{св}$ — масса свинцовой рубашки (свинцового сердечника), кг; $m_п$ — масса пули, кг; r_1 — радиус стального сердечника (для пули со свинцовым сердечником $r_1 = 0$), м; r_2 — наружный радиус свинцовой рубашки (свинцового сердечника); $\delta_{об}$ — толщина оболочки пули, м; $\rho_{об}$ — плотность материала оболочки, кг/м^3; $\rho_{св}$ — плотность свинца, кг/м^3; η — длина хода нарезов в калибрах; $r_{ц.м}$ — эксцентриситет центра масс пули, м; $l_п$ — длина направляющей части пули, м.

Коэффициент трения с увеличением скорости скольжения уменьшается [5—8].

Взаимосвязь между факторами износа поверхностного слоя канала ствола, обусловленного действием пули, схематично показана на рис. 5. Параметры износа системы "ствол—патрон" определяются по формулам (3)—(6) и формулам, приведенным в монографии [4].

При движении снайперской пули томпаковое покрытие ее оболочки оплавляется и переносится на поверхность канала ствола, происходит так называемое "омеднение". На поверхности оболочки пули появляются оголенные участки стальной основы [5]. В местах контакта таких участков с поверхностью канала ствола коэффициент трения возрастает, а следовательно, повышается температура поверхностного слоя. Вследствие линейного расширения образуется "мозаичная картина" напряжений в поверхностном слое, когда участки с более высокой температурой подвергаются сжатию со стороны окружающего металла, имеющего более низкую температуру. Образуются точечные очаги разрушения, увеличивающиеся по мере оголения оболочки пули (рис. 6). С каждым выстрелом поверхность канала ствола становится все более шероховатой, что также увеличивает коэффициент трения.

Таким образом, износ канала ствола и, соответственно, его ресурс являются результатом комплексного воздействия различных по своей приро-

Элемент системы	Параметры
Ствол	*Геометрия канала:* диаметр по полям нарезов; шаг нарезов; число нарезов; ширина нарезов; длина ствола *Поверхностный слой канала:* химический состав; фазовое состояние; шероховатость поверхности; коэффициент трения страгивания пули; предел текучести; предел прочности; твердость; коэффициент теплоусвояемости; коэффициент линейного расширения
Пороховой заряд	*Параметры интенсивности газообразования:* импульс давления за время горения пороха; коэффициент формы зерна; показатель закона изменения поверхности горения; характеристика момента распада зерен
Гильза	Объем зарядной камеры; давление распатронирования
Пуля	*Геометрия:* диаметр пули; длина направляющей части пули; диаметр свинцовой рубашки; диаметр стального сердечника; толщина оболочки; толщина покрытия оболочки *Массовые характеристики:* масса пули; масса свинцовой рубашки; эксцентриситет центра масс пули *Материал:* плотности материалов оболочки и рубашки; коэффициент Пуассона материала рубашки; материал покрытия оболочки

УДК 621.923

А. Н. ТЮРИН, д-р техн. наук (Западно-Казахстанский аграрно-технический университет им. Жангирхана, Республика Казахстан, г. Уральск),
e-mail: turin56@mail.ru

Исследование зависимости энергии резания от технологических параметров при суперфинишной обработке деталей

Проведены исследования, позволяющие анализировать удельные энергетические затраты на резание при различных видах брусковой обработки и устанавливать зависимости энергии резания от режимов обработки.

Ключевые слова: энергия резания, брусок, зернистость, частота осцилляции инструмента, коэффициент засаливания, частота вращения, шероховатость поверхности.

The studies, allowing to analyze the specific energy cost on cutting at the various types of bar processing and to establish the dependences of the cutting energy upon the process conditions, have been performed.

Keywords: cutting energy, bar, graininess, tool's oscillation frequency, coefficient of glazing, rotation speed, surface roughness.

Известно, что существующие способы обработки брусками кроме конструктивных особенностей отличаются еще и режимами. Проведенные исследования позволили проанализировать удельные энергетические затраты на резание при разных видах обработки[1]. Как видно из рис. 1, наименьшая энергия U_{tz} резания требуется при съеме 1 мкм припуска при эльборовом и обычном суперфинишировании (инструментом типа 63С) — 70÷75 Дж, а наибольшая — при эльборовом хонинговании (инструментом типа 63С) — 90 Дж (за счет большой окружной скорости заготовки и значительной частоты осцилляции инструмента).

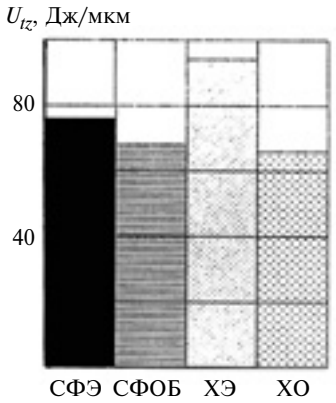


Рис. 1. Затраты энергии U_{tz} на съем 1 мкм припуска при обработке брусками: ХО — хонингование обычное; ХЭ — хонингование эльборовое; СФОБ — суперфиниширование обычное; СФЭ — суперфиниширование эльборовое

[1] **Тюрин А. Н.** Энергетические параметры процессов суперфинишной обработки (монография). Уральск: Западно-Казахстанский аграрно-техн. ун-тет, 2007. 109 с.

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

де факторов, зависящих от сочетания параметров системы "ствол—патрон", закладываемых конструктором на стадии проектирования стрелкового комплекса (см. рис. 4 и 5, таблицу).

Авторы выражают благодарность Ю. П. Платонову за полезное обсуждение работы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Физические** основы устройства и функционирования стрелково-пушечного, артиллерийского и ракетного оружия. Ч. 1. / Под. ред. А. А. Королева и В. Г. Кучерова. Волгоград: РПК "Политехник", 2002. 560 с.
2. **Благонравов А. А.** Основания проектирования автоматического оружия. М.: Гос. изд-во оборонной промышленности, 1940. 484 с.
3. **Дроздов Ю. Н.** Прогнозирование изнашивания с учетом механических, физико-химических и геометрических факторов. Современная трибология. Итоги и перспективы / Под ред. К. В. Фролова. М.: 2007. С. 24—32.
4. **Платонов Ю. П.** Термогазодинамика автоматического оружия. М.: Машиностроение, 2009. 356 с.
5. **Зеленко В. К., Королев В. М., Дроздов Ю. Н.** Взаимосвязь износа каналов стволов снайперского оружия с конструкцией пули // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2010. № 3. С. 83—87.
6. **Дроздов Ю. Н., Павлов В. Г., Пучков В. Н.** Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986. 220 с.
7. **Дроздов Ю. Н., Арчегов В. Г., Смирнов В. И.** Противозадирная стойкость трущихся тел. М.: Наука, 1981. 139 с.
8. **Балакин В. А.** Трение и износ при высоких скоростях скольжения. М.: Машиностроение, 1980. 136 с.

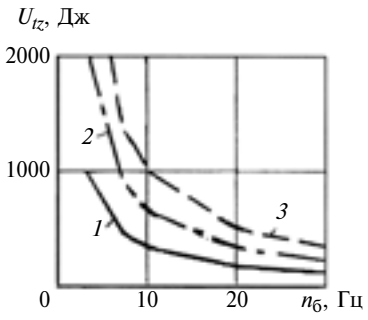


Рис. 2. Зависимости изменения энергии U_{tz} от частоты $n_б$ осцилляции при обработке брусками зернистостью М7 (*1*), М14 (*2*), М28 (*3*)

Одной из задач данной работы является исследование зависимости величины энергии резания при суперфинишой обработке шеек коленчатого вала на режимах: сила резания при абразивной обработке P_y = 520÷800 Н; окружная скорость заготовки $\vartheta_д$ = 470 мм/с; скорость перемещения бруска в центре профиля обрабатываемой поверхности $\vartheta_б$ = 1310 мм/с; частота осцилляции бруска $n_б$ = 3÷5 Гц. Для сравнительного анализа влияния зернистости инструмента и радиуса профиля бруска на съем припуска, выпуклость и шероховатость формируемой поверхности исследовали бруски зернистостью М7, М14, М28 с радиусом профиля $r_б$ = 40, 140 и 329 мм.

При исследованиях диапазоны технологических параметров были несколько расширены для получения динамики изменений, однако они не выходили за рамки диапазонов, назначаемых при суперфинишной обработке шеек коленчатого вала.

На рис. 2 приведены зависимости изменения энергии U_{tz} резания от частоты осцилляции инструмента при разной зернистости брусков. С увеличением частоты $n_б$ осцилляции от 3 до 30 Гц при трех значениях зернистости инструмента величина затрачиваемой энергии снижается почти на 700 Дж, что связано с лучшими условиями очистки пор от стружки.

На рис. 3 приведены зависимости изменения энергии U_{tz} резания от силы прижатия брусков к обрабатываемой поверхности. По характеру кривых можно судить в целом о повышении энергетических затрат при увеличении силы прижатия для всех исследуемых зернистостей инструмента. Повышение энергетических затрат на резание связано с увеличением глубины резания и большим объемом снимаемой стружки. Так, при увеличении силы P_y с 200 до 1000 Н энергия, затрачиваемая на резание, увеличивается до 1600 Дж, что говорит о значительном влиянии данного параметра на формирование величины общих энергетических затрат.

При увеличении окружной скорости $\vartheta_д$ заготовки ее влияние на энергию резания не столь значительно по сравнению с силой прижатия инструмента и частотой осцилляции, однако видна

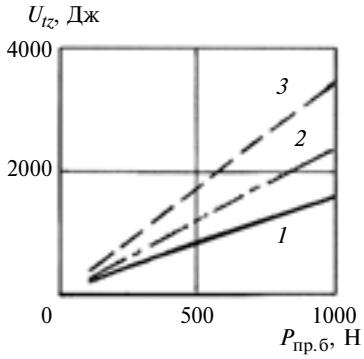


Рис. 3. Зависимости изменения энергии U_{tz} от силы $P_{пр.б}$ при обработке брусками зернистостью М7 (*1*), М14 (*2*), М28 (*3*)

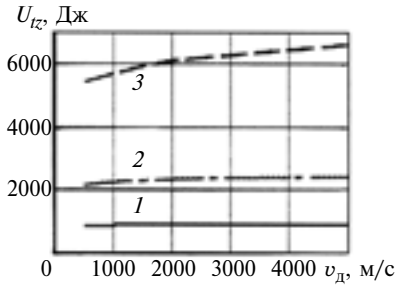


Рис. 4. Зависимости изменения энергии U_{tz} от скорости $v_д$ при обработке брусками зернистостью М7 (*1*), М14 (*2*), М28 (*3*)

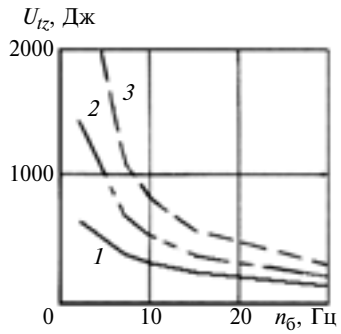


Рис. 5. Зависимости изменения энергии U_{tz} от частоты $n_б$ осцилляции при радиусе бруска $r_б$ = 40 (*1*), 140 (*2*) и 329 мм (*3*)

сильная зависимость энергии резания от зернистости инструмента при увеличении окружной скорости. Так, при увеличении зернистости с М7 до М28 энергия резания при $\vartheta_д$ = 1000 мм/с повышается с 800 до 5800 Дж, что связано с увеличением объема снимаемого припуска (рис. 4).

На рис. 5 приведены зависимости изменения энергии U_{tz} резания от частоты n осцилляции бруска при разных радиусах $r_б$ профиля бруска. При увеличении $r_б$ затрачиваемая энергия повышается с 300 до 900 Дж (при $n_б$ = 10 Гц), так как увеличивается площадка контакта и, следовательно, съем припуска. Однако с увеличением частоты осцилляции затраты энергии резания снижаются для брусков всех профилей ввиду более благоприятных условий очистки пор от стружки.

Как отмечалось выше, на величину съема припуска и шероховатость обрабатываемой поверхности большое влияние оказывает коэффициент засаливания рабочей поверхности бруска, на который существенно влияют как характеристики бруска, так и технологические режимы обработки.

На рис. 6 приведены зависимости изменения энергии U_{tz} резания от коэффициента $K_{з.б}$ засаливания. При увеличении коэффициента $K_{з.б}$ энергетические затраты на резание возрастают при всех зернистостях инструмента, что объясняется увеличением

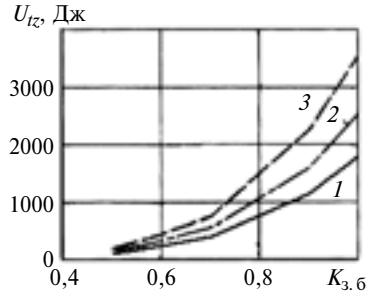


Рис. 6. Зависимости изменения энергии U_{tz} от коэффициента $K_{з.б}$ при обработке брусками зернистостью М7 (*1*), М14 (*2*), М28 (*3*)

числа активно режущих зерен и, как следствие, увеличением съема припуска. Исследования зависимости коэффициента засаливания от технологических режимов обработки показали, что при увеличении силы P_y значение коэффициента $K_{з.б}$ значительно снижается, особенно при использовании мелкозернистого инструмента. Если при увеличении силы P_y от 100 до 1000 Н коэффициент $K_{з.б}$ бруска зернистостью М28 снизился с 0,9 до 0,65, то при зернистости бруска М7 снижение коэффициента составило от 0,83 до 0,33, что сказывается на уменьшении съема припуска.

На основании разработанных математических моделей составлены алгоритмы расчетов съема припуска и величины шероховатости обработанной поверхности для разных видов обработки брусками, исследовано влияние режимов обработки и характеристик инструмента на энергетические параметры.

Адекватность математических моделей подтверждена сопоставлением расчетных значений съема

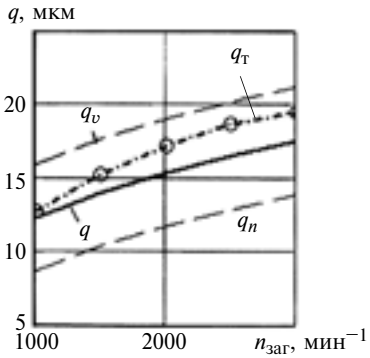


Рис. 7. Зависимости съема q припуска от частоты $n_{заг}$ вращения заготовки:
$q_т$ — теоретическая; q — экспериментальная; верхняя q_v и нижняя q_n — доверительные границы

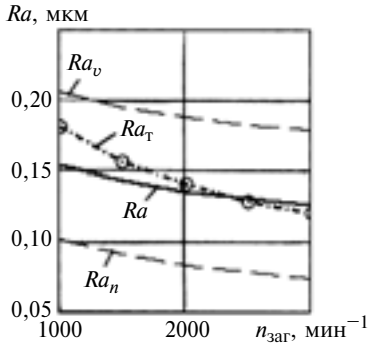


Рис. 8. Зависимости шероховатости поверхности Ra от частоты $n_{заг}$ вращения заготовки:
$Ra_т$ — теоретическая; Ra — экспериментальная; верхняя Ra_v и нижняя Ra_n — доверительные границы

припуска и шероховатости получаемой поверхности при суперфинишной обработке деталей типа колец с экспериментальными данными, полученными А. В. Королевым, О. Ю. Давиденко, А. М. Чистяковым и А. А. Королевым (рис. 7 и 8). Расчетные значения находятся внутри доверительного интервала рассеивания экспериментальных значений параметров, построенных при доверительной вероятности 0,95.

УДК 621.923

Ф. С. ЮНУСОВ, академик РАТН, д-р техн. наук, Р. Ф. ЮНУСОВ, канд. техн. наук (КГТУ им. А. Н. Туполева, г. Казань), e-mail: ramilbox@mail.ru

Исследование закономерности съема металла при полусвободном шлифовании. Интенсивность съема металла

Рассматриваются особенности полусвободного шлифования при обработке фасонных поверхностей. Установлены зависимости режущей способности от скорости резания и радиальной нагрузки.

Ключевые слова: режущая способность, шлифование, математическая модель, стружкообразование.

The paper considers the peculiarities of semi-free grinding at processing of shaped surfaces. The dependencies of the cutting ability upon the cutting speed and radial load have been staled.

Keywords: cutting ability, grinding, mathematical model, chip forming.

Обработка "жестким" абразивным инструментом без качательных движений

Специализированное оборудование, оснащенное маятниковыми головками и предназначенное для полусвободного шлифования, по схеме обработки можно разделить на три вида:

с коллинеарным направлением векторов скоростей резания и детали ($v \parallel v_д$) (рис. 1);

с перпендикулярным направлением векторов ($v \perp v_д$);

с качательным движением инструмента (рис. 2).

Рассмотрим интенсивность съема металла при разных схемах шлифования. Одним из основных

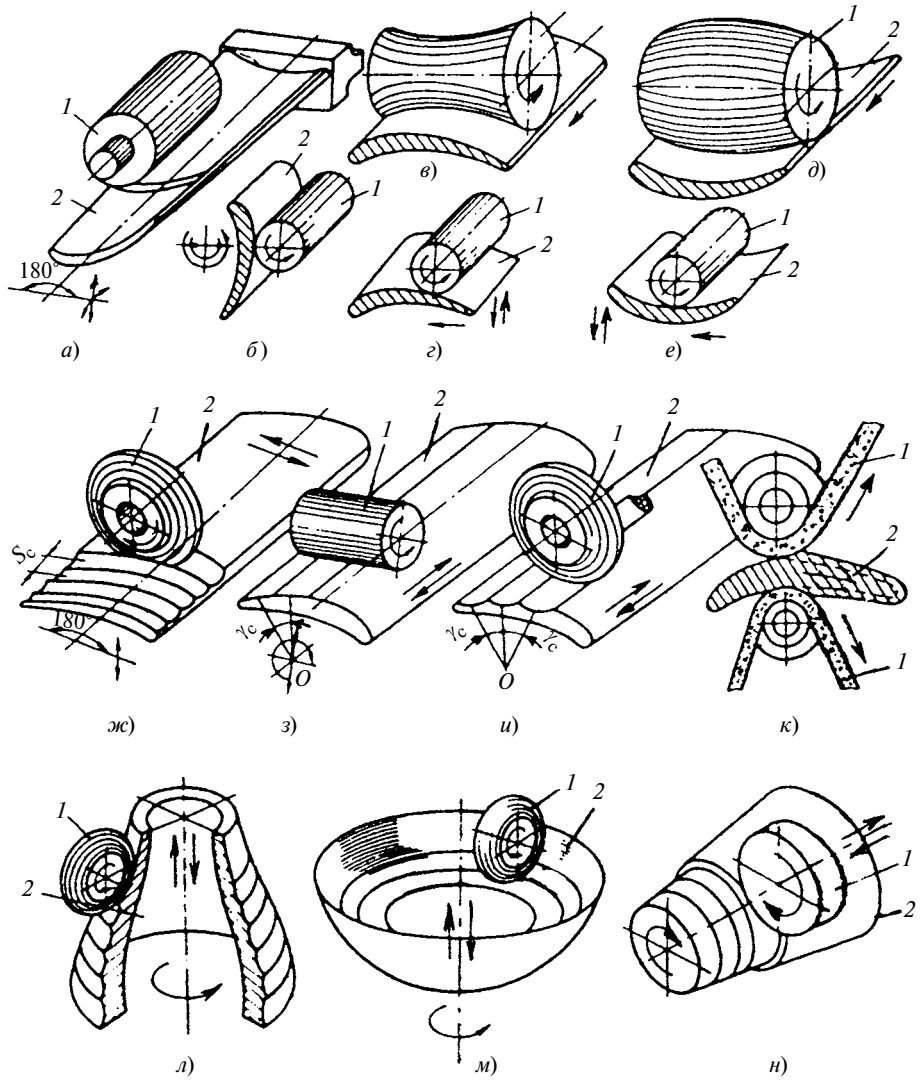


Рис. 1. Схемы шлифования:
а—з, к — с коллинеарным направлением векторов скоростей резания и детали ($v \parallel v_д$); *и, л—н* — с перпендикулярным направлением векторов скоростей ($v \perp v_д$)

показателей интенсивности съема металла является режущая способность W_0, которая зависит от радиальной нагрузки. Поэтому многие исследователи [1—4] процесса шлифования за критерий съема металла в единицу времени принимают режущую способность — отношение величины съема металла в единицу времени к радиальному усилию $P_р$ резания:

$$K = W_0/P_р, \qquad (1)$$

где K — приведенная режущая способность.

Исследования полусвободного шлифования показали, что большое значение имеет площадь контакта. Так, Л. А. Глейзер отмечал, что используемые им показатели производительности процесса рассматриваются относительно 1 см высоты шлифовального круга и 1 см длины контакта инструмента с деталью. Таким образом, уже делались попытки определить производительность как минутный съем металла, отнесенный к единице радиального усилия, приходящегося на единицу длины контакта инструмента. Учитывая зависимость площади контакта от диаметра d инструмента и глубины t шлифования, следует иметь в виду, что при одной и той же длине контакта площадь контакта может быть разной в зависимости от значений параметров d и t. Поэтому приведенную режущую способность K согласно работе [5] следует определять как отношение минутного съема к радиальному усилию, умноженному на контактную площадь $F_к$:

$$K = W_0/(P_р F_к), \qquad (2)$$

т. е. K — величина снимаемого металла в единицу времени с единицы контактной поверхности, отнесенная к соответствующей единице нагружения (в данном случае радиального усилия). Для шлифования с "жесткой" поперечной подачей такой показатель является практически исчерпывающим, так как минутный съем не зависит от скорости резания. При полусвободном шлифовании интенсивность съема металла зависит от скорости резания [1, 2, 6, 7]. Поэтому уравнение показателя K должно включать в себя и скоростной параметр режима обработки:

$$K = W_0/P_{р.д} F_к v, \qquad (3)$$

где $P_{р.д}$ — радиальное усилие на деталь.

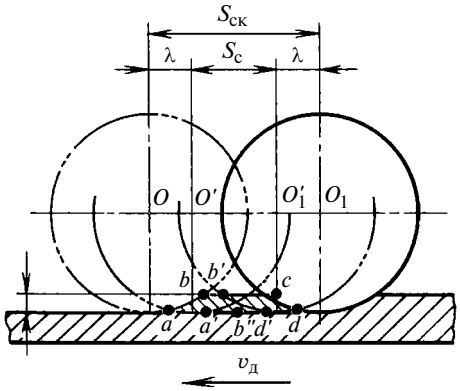


Рис. 2. Схема шлифования с качательным движением инструмента в плоскости вращения

В этом случае показатель K зависит от скорости резания, поэтому далее будем его называть коэффициентом удельной режущей способности.

Исследованию съема металла в зависимости от радиального усилия и скорости резания посвящен ряд работ [2, 3]. Было установлено, что имеют место эмпирические зависимости:

$$\left.\begin{aligned} W_0 &= C_1 P_{\text{р.д}}^n; \\ W_0 &= C_2 v^m, \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

где C_1, C_2 — коэффициенты пропорциональности; m, n — показатели степени, значения которых при $P_{\text{р}} = \text{const}$ разные исследователи устанавливали по-разному (таблица).

Анализ приведенных в таблице данных показал, что значение степени m близко к единице, а значение степени n варьируется от 0,5 до 1,55. Следовательно, в формулу (3) необходимо внести коррективы, связанные со степенью n. Отношение $W_0/F_{\text{к}}$ представляет собой интенсивность съема металла с единицы контактной поверхности, т. е.

$$Q_0 = K P_{\text{р.д}}^n v. \qquad (5)$$

Тогда

$$W_0 = K P_{\text{р.д}}^n v F_{\text{к}} \qquad (6)$$

или, согласно работе [8], подставив $P_{\text{р.д}} = P_{\text{р}}/F_{\text{к}}$, получим:

$$W_0 = K P_{\text{р}}^n v F_{\text{к}}^{1-n}. \qquad (7)$$

Выражения (6) и (7) не учитывают влияние скорости изделия на интенсивность съема металла. Так как при разных схемах шлифования (направление векторов v и $v_{\text{д}}$) влияние скорости $v_{\text{д}}$ на съем металла может быть разным, то, введя обозначение K_1 — изменение интенсивности съема металла в зависимости от $v_{\text{д}}$ [8], получим:

$$W_0 = K K_1 P_{\text{р}}^n v F_{\text{к}}^{1-n}. \qquad (8)$$

По уравнению (8) можно рассчитать съем металла абразивным инструментом при полусвободном шлифовании за минуту в зависимости от основных факторов данного шлифования, следовательно, режущая способность в данном случае зависит от технической характеристики инструмента и свойств обрабатываемого материала (от коэффициента K), радиальной нагрузки, рабочей скорости и площади контакта.

Исследователь	m	n
Г. Б. Лурье	1,1÷1,5	—
Л. А. Глейзер	0,875÷1,16	1
Н. А. Чернышов	1,43	1
А. В. Мурдасов	—	1,14
А. А. Сагара	0,55÷0,71	—
В. Г. Борисович	1,16	—
Ф. С. Юнусов	0,7÷1,1	1,1
В. Ф. Чамин	1,16÷1,06	0,99

При врезном шлифовании или если глубина t снимаемого слоя металла постоянна, площадь контакта не изменяется, и процесс обработки протекает при установившемся режиме, изменяя $P_{\text{р}}$ можно управлять процессом шлифования. При $n \approx 1$ съем металла не зависит от площади контакта, в этом случае $W_0 = K K_1 P_{\text{р}} v$.

Обработка с качательными движениями инструмента в плоскости его вращения

Полусвободное шлифование с одновременными качательными движениями в плоскости вращения инструмента повышает интенсивность съема металла и снижает высоту образующихся гребешков [9].

Установлено [5], что для шлифования с качательными движениями инструмента имеет место выражение

$$W_0 = K K_1 K_{\text{к}}' P_{\text{р.д}}^n v^m F_{\text{к}}^{1-n}, \qquad (9)$$

где $K_{\text{к}}'$ — коэффициент, учитывающий влияние качаний в плоскости вращения инструмента на съем металла.

Объем подводимого в единицу времени металла в зону резания равен

$$W_0 = F' v_{\text{д}}, \qquad (10)$$

где F' — площадь снимаемого слоя, зависит от амплитуды λ качания инструмента в плоскости вращения.

В отличие от шлифования без качания инструмента, при котором остается необработанный участок, при качательном движении сошлифовывается за каждый шаг строчечной подачи дополнительный объем металла (см. рис. 2, участки abb' и $b'cd$), но остается не обработанный участок $a'b'd'$ высотой H. Площадь снимаемого слоя в этом случае определяется выражением $F = tS_{\text{с.к}}/(1 \pm r/\rho)$, где $S_{\text{с.к}} = S + 2\lambda$ — строчечная подача при обработке с качательным движением инструмента; r — радиус формообразующего инструмента; ρ — радиус кривизны образующей изделия.

Тогда объем снимаемого металла

$$W_{\text{п}} = tS_{\text{с.к}} v_{\text{д}}/(1 \pm r/\rho). \qquad (11)$$

На основании предпосылки о равенстве достижимой производительности W_0 инструмента при данных условиях и реально снимаемого объема $W_{\text{п}}$ металла получим уравнение бескопирного шлифо-

вания при качательном движении инструмента в плоскости его вращения:

$$KK_1 K_к^1 P_{р.д}^n v^m F_к^{1-n} = tS_{с.к}v_д/(1 + r/\rho). \qquad (12)$$

Выражение (12) учитывает влияние практически всех параметров процесса шлифования на производительность при установившемся режиме.

Так как съем металла зависит от площади контакта инструмента с деталью, то от $F_к$ при $P_р$ = const зависит нагрузка на единичное зерно шлифовального инструмента. Поэтому в общем случае при обработке фасонных поверхностей при $\rho \neq$ const даже при $P_р$ = const глубина t шлифования может быть непостоянной.

Съем металла при обработке со сложными качаниями инструмента

При обработке со сложным качательным движением (рис. 3) инструмент работает в нестационарном режиме, т. е. процесс обработки характеризуется постоянно изменяющейся глубиной t шлифования. При этом качательные движения значительно повышают эффективность шлифования, улучшая качество обработанной поверхности и отвод стружки из зоны резания. Кроме того, происходит самозатачивание инструмента, что исключает операцию правки шлифовального круга.

В этом случае минутный съем металла определяется выражением

$$W_0 = KK_1 K_к P_р^n v F_к^{1-n}, \qquad (13)$$

где $K_к$ — коэффициент, учитывающий влияние сложных качаний на минутный съем металла.

В этом случае $F_к$ определяется следующим образом [10]:

при качании инструмента в сторону предыдущей строки

$$F_к' = 0{,}96\sqrt{(S_с - 2\lambda)(\mathrm{d}t)^{3/2}/(1 \pm r/\rho)^{5/2}};$$

при качании в противоположную сторону

$$F_к'' = 1{,}77\sqrt{S_с(\mathrm{d}t)^{3/2}/(1 \pm r/\rho)^{5/2}},$$

в середине строки

$$F_{к.ср} = 1{,}06\sqrt{S_с(\mathrm{d}t)^{3/2}/(1 \pm r/\rho)^{5/2}}.$$

Таким образом, площадь контакта "деталь—инструмент" при сложном качании инструмента изменяется от минимума ($F_к'$) до максимума ($F_к''$), что подтверждает нестационарность процесса и непрерывное изменение t по ширине строки. При этом имеется в виду, что частота v сложных качаний, равная геометрической сумме частот качаний в плоскости вращения инструмента (v_1) и относительно рычага головки (v_2): $v = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}$.

Коэффициент $K_к$ показывает, на сколько изменяется производительность процесса при сложном качании. Следовательно, $W_0 = W_{б.к} + cv^{c_3}$, где $W_{б.к}$ — съем металла без качаний; c — коэффициент пропорциональности; c_3 — показатель степени.

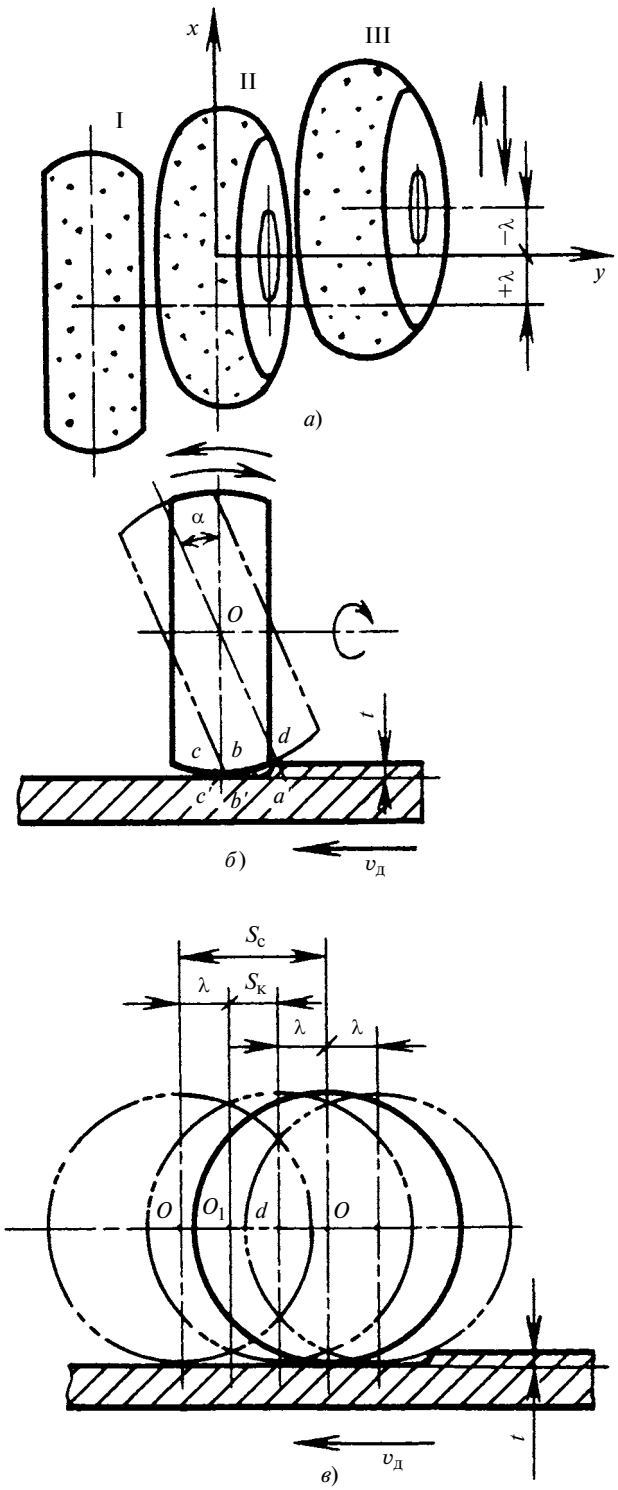


Рис. 3. Расположение инструмента при сложном качании (*а*), схемы качания относительно рычага, несущего шлифовальную головку (*б*), и в плоскости вращения (*в*)

Или $\frac{W_0}{W_{0б.к}} = K_к = 1 + \frac{c}{W_{0б.к}} \upsilon^{c_3}$, тогда $K_к = 1 + C_1 \upsilon^{c_3}$ при $\upsilon = 0$, $K_к = 1$.

Математическая модель съема металла

На основании уравнения (13) будем полагать, что при выбранном инструменте с соответствующей технической характеристикой, заданном обрабатываемом материале, в режиме преобладающего самозатачивания показатель W_0 зависит в основном от параметров $P_р$, υ, ν. Режимы и параметры обработки для разных материалов (титановые сплавы, коррозионно-стойкие стали и др.) различны, поэтому для исследования полусвободного шлифования разрабатываются математические модели, обеспечивающие реальное определение эффективности процесса.

Модель разработана для обработки стали 12Х18Н10Т при сложных качательных движениях инструмента и без них. В этом случае W_0 зависит от показателей $P_р = 40 \div 60$ Н, $\upsilon = 15 \div 35$ м/с, $\nu = 16 \div 155$ качений в минуту ($\nu_1 = 15 \div 150$ кач./мин; $\nu_2 = 5 \div 40$ кач./мин).

Уравнение регрессии математических моделей имеет вид:

$$Y = \underline{B}_с + \sum_{i=1}^{3} B_i Z_i + \sum_{ij}^{3} B_j Z_i Z_j + B_{1,2,3} Z_1 Z_2 Z_3,$$

где B_0, B_i, B_j, $B_{1,2,3}$ — коэффициенты регрессии; Z_i ($i = 1; 2; 3$) фиктивные переменные.

Правомерность выбора такой модели обоснована тем, что модель учитывает основные технологические параметры съема металла при полусвободном шлифовании (коэффициент K).

Влияние скорости детали на показатель W_0 модель не учитывает, так как установлено, что при коллинеарности векторов υ и $\upsilon_д$ скорость детали в широком диапазоне значений (0,2÷40 м/мин) практически не влияет на съем металла. При перпендикулярности векторов и $\upsilon_д < 0{,}6$ м/мин его влияние также невелико. Поэтому с учетом того, что шлифование осуществляется при $\upsilon_д = 0{,}15 \div 0{,}5$ м/мин, этот параметр в математическую модель не включили.

Приняв за основу выражения (1), (2), (4), (13) получим:

для шлифовального круга 25А40СТБ4 при качании инструмента

$$W_0 = 0{,}03 P_р^{0,7} \upsilon^{0,98} \nu^{0,18};$$

для шлифовального круга 25А40СТБ4 без качания инструмента

$$W_0 = 0{,}03 P_р^{0,75} \upsilon^{0,98};$$

для шлифовальной ленты 14А10НЛОГМА (ГОСТ 5009—82) при качании инструмента

$$W_0 = 0{,}024 P_р^{1,07} \upsilon^{1,09} \nu^{0,2},$$

для шлифовальной ленты 14А10НЛОГМА (ГОСТ 5009—82) без качания инструмента

$$W_0 = 0{,}04 P_р^{0,93} \upsilon^{1,05}.$$

Для проверки математических моделей определяли дисперсию воспроизводимости. Однородность гипотезы проверяли по критерию Корхена, а адекватность — по критерию Фишера.

В качестве эластичных инструментов (ленточное шлифование) использовали обрезиненные контактные ролики, статический модуль упругости покрытия равен 30 относительным единицам по твердомеру ТМ-2.

Полученные модели полусвободного шлифования хорошо согласуются с уравнениями, полученными ранее, однако модели имеют определенную область применения, обусловленную выбранными значениями $P_р$, υ, ν.

Анализ полученных моделей показал, что съем металла увеличивается с повышением ν (в исследуемом интервале), однако показатель степени при ν значительно меньше единицы, что предполагает наличие предела W_0.

Стружкообразование

Процесс стружкообразования изучался многими исследователями [3, 11—13], так как он во многом определяет такие показатели процесса, как минутный съем металла, сила резания, качество поверхностного слоя и пр.

Известны общие основные закономерности стружкообразования, однако есть и специфические особенности обработки различными режущими инструментами. Так, стружкообразование при шлифовании отличается от стружкообразования при фрезеровании. Это объясняется хаотическим расположением режущих абразивных зерен и отсутствием сплошной режущей кромки в первом случае. Стружки, снятые абразивными зернами, при различных методах и схемах шлифования отличаются друг от друга.

При традиционных методах шлифования возможны две формы стружки [11]: закрученная (в виде запятой) и сегментообразная. Возможны и другие формы стружек, что зависит от режима, схемы, параметров обработки, физико-механических свойств обрабатываемого материала и пр.

Установлено, что чем меньше глубина шлифования, тем больше вероятность получения стружки сегментообразной формы. Повышение окружной

скорости детали приводит к образованию стружки сегментообразной формы.

Углы абразивных зерен также влияют на стружкообразование [11, 12]. Так, при передних углах меньше 40÷50° стружкообразование переходит в трение скольжения — абразивные зерна, ориентированные на производящей поверхности инструмента меньшими углами, осуществляют давящие и скользящие действия.

Анализ схем стружкообразования при коллинеарном и перпендикулярном направлениях v и $v_д$ показал, что в первом случае абразивные зерна инструмента с производящей поверхностью, по дуге окружности работают в условиях обычного плоского или круглого шлифования. Зерно снимает стружку переменного сечения (рис. 4, *а*). При этом перед внедрением зерна в металл оно скользит по его поверхности, поэтому длина деформируемой стружки будет меньше длины пути контакта зерна с металлом. По данным работы [1] путь скольжения зерна при шлифовании закаленных углеродистых сталей ≈0,003 мм. При перпендикулярности векторов v и $v_д$ инструмент работает одной стороной режущей поверхности (рис. 4, *б*), поэтому можно считать, что он работает частью торца. При работе с торцом, согласно работе [12], зерно врезается в металл почти без скольжения и снимает стружку постоянного сечения, при этом форма стружки практически не зависит от параметров шлифования.

При работе инструмента торцом, исходя из рассмотренных схем стружкообразования, очевидно, что возможна несколько большая интенсивность съема металла, чем при работе периферией и прочих одинаковых условиях шлифования, так как объем снимаемого металла в единицу времени в первом случае в совокупности будет больше, что следует из уравнения

$$a_Z = 0{,}0098\left[\frac{KK_1 P_р^{3/4} v_д^{1/2}(1 + r/\rho)^{3/4}}{Z' S_с^{1/4} d^{1/2} v^{1/2}}\right]^{1/2},$$

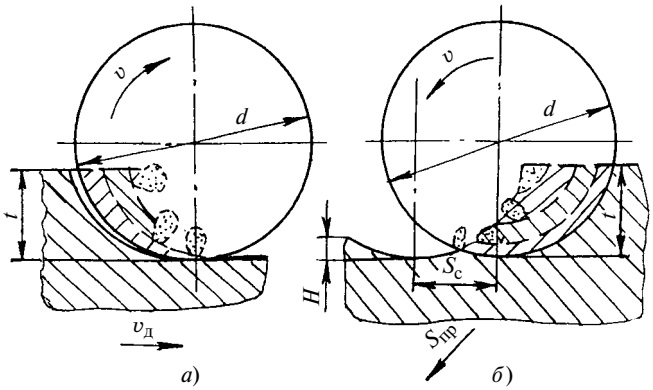


Рис. 4. Схемы врезания абразивных зерен при обработке периферией (*а*) и торцом (*б*) инструмента

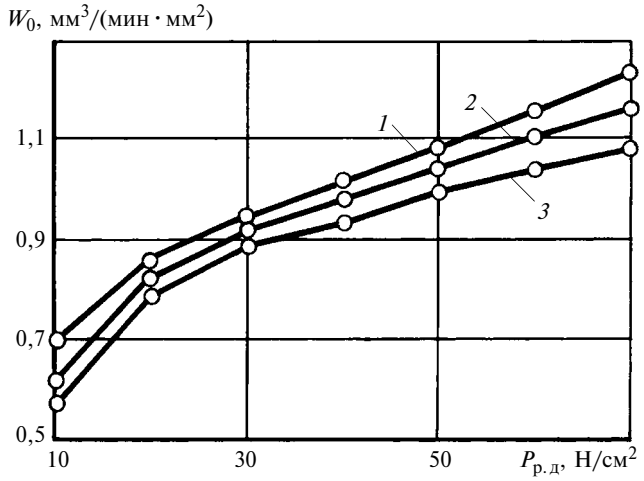


Рис. 5. Зависимости изменения W_0 от $P_{р.д}$ при обработке детали из стали 12Х18Н10Т:
1 — перпендикулярное направление векторов скоростей ($v \perp v_д$); *2* — $v = 0$; 3 — коллинеарное направление векторов скоростей ($v \parallel v_д$)

где коэффициент K_1, учитывающий влияние скорости детали на съем металла.

При перпендикулярности векторов v и $v_д$ имеем $K_1 > 1$, при коллинеарном направлении — $K_1 = 1$. Следовательно, в первом случае a_Z будет несколько больше.

Для проверки влияния схем обработки на интенсивность съема металла исследовали съем металла при шлифовании плоских образцов из стали 12Х18Н10Т шлифовальным кругом 14А40СТ1К при очень малых скоростях детали ($v_д = S_{пр} =$ = 25 мм/мин), чтобы до минимума снизить боковое усилие, действующие на инструмент.

На рис. 5 приведены зависимости $W_0 = f(P_{р.д}, C)$, которые показывают, что при одинаковых условиях обработки интенсивность съема металла при работе инструмента торцом в среднем на 13÷19 % выше.

Зависимость изменения интенсивности съема металла при обработке неподвижного образца от $P_{р.д}$ занимает промежуточное положение между интенсивностью съема при работе торцом и периферией. При эксперименте на малых скоростях детали все же боковое усилие оказывало определенное влияние на результаты. Поэтому прирост интенсивности съема металла при работе торцом нельзя объяснить лишь увеличением объема снимаемой стружки.

Таким образом, показано, что обработка торцом при сложных качательных движениях инструмента при прочих равных условиях шлифования производительнее, что следует учитывать при выборе схемы обработки.

Выводы

1. Изучение полусвободного шлифования позволило создать научную базу для теоретических основ автоматизированной обработки крупногабаритных фасонных поверхностей.

2. Установлено, что режущая способность инструмента при полусвободном шлифовании прямо пропорциональна скорости резания и пропорциональна радиальному нагружению в степени, которая зависит от свойств обрабатываемой стали и технических характеристик абразивного материала.

3. Наиболее эффективно шлифование по схеме с перпендикулярным направлением векторов рабочей скорости и скорости подачи при сложном качательном движении инструмента, обеспечивающем повышение и стабилизацию режущей способности и исключение операции правки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Глейзер Л. А.** О сущности процесса круглого шлифования // Вопросы точности в технологии машиностроения. М.: Машгиз, 1959. С. 5—24.
2. **Лурье Г. Б.** Шлифование металлов. М.: Машиностроение, 1969. 174 с.
3. **Попов С. А., Маленский Н. П., Терещенко П. И.** Алмазно-абразивная обработка металлов и твердых сплавов. М.: Машиностроение, 1977. 263 с.
4. **Якимов А. В.** Абразивно-алмазная обработка фасонных поверхностей. М.: Машиностроение, 1984. 311 с.
5. **Фельдман Ю. Я., Чамин А. Ф., Фельдман Е. Ю.** Расчет параметров при финишном шлифовании маятниковыми головками // Прогрессивные методы обработки деталей летательных аппаратов и двигателей: Межвуз. сб. науч. тр. Казань: 1986. С. 8—13.
6. **Алабин Н. А., Ройтман А. Б.** Корреляционно регрессивный анализ статических данных в двигателестроении. М.: Машиностроение, 1974. 123 с.
7. **Колкер Я. Д.** Математический анализ точности механической обработки. М.: Техника, 1976. 199 с.
8. **Фельдман Е. Ю., Юнусов Ф. С.** Шлифование крупногабаритных деталей маятниковыми головками. М.: Машиностроение, 1981. 120 с.
9. **Фельдман Е. Ю., Юнусов Ф. С.** Прогрессивный метод шлифования крупногабаритных тел вращения // Автоматизация и современные технологии. 1993. № 2. С. 6—10.
10. **Фельдман В. Ю., Юнусов Ф. С.** Особенности полусвободного шлифования со сложными качаниями инструмента // Алмазная и абразивная обработка деталей машин и инструмента: Межвуз. сб. науч. тр. Пенза: ППИ, 1988. С. 78—83.
11. **Маслов Е. Н.** Теория шлифования металлов. М.: Машиностроение, 1974. 319 с.
12. **Юнусов Ф. С.** Формообразование сложнопрофильных поверхностей шлифованием. М.: Машиностроение, 1987. 246 с.
13. **Ящерицин П. И., Караим И. П.** Скоростное внутреннее шлифование. Минск: Наука и техника, 1980. 279 с.

УДК 669.15:621.785.52

И. Н. РОСЛЯКОВ, канд. техн. наук (Курский ИГМС), e-mail: svesla@Kursknet.ru

К вопросу о кинетике и термодинамике поверхностных реакций при науглероживании стали

Показано построение математической модели скорости реакции на поверхности стали при науглероживании, отражающие взаимосвязь кинетики и термодинамики в диффузионных слоях.

Ключевые слова: термодинамика, диссоциация, хемосорбция, термическая кинетика.

Construction of a mathematical model of the response rate on the surface of steel during the carbonization, reflecting the relationship of the kinetics and thermodynamics in the diffusion layers, is shown.

Keywords: thermodynamics, dissociation, chemisorption, thermal kinetics.

При химико-термической обработке металла, в частности цементации, важным процессом является химическая реакция на поверхности с одновременной адсорбцией ионов (хемосорбция). Накопление насыщаемого металла на поверхности вследствие ионного взаимодействия происходит ввиду того, что поверхностная энергия стремится к минимуму. Зависимость адсорбции Г и поверхностного натяжения δ описывается уравнением Гиббса:

$$\Gamma = -\frac{\partial\delta}{\partial\mu_i},$$

где μ_i — химический потенциал i-го компонента.

Если происходит насыщение одним компонентом (углеродом), то $\partial\mu_i = RT\frac{\partial a_C}{a_C}$. В этом случае адсорбцию углерода можно представить как

$$\Gamma = \frac{\partial\delta a_C}{\partial a_C RT},$$

где a_C — термодинамическая активность углерода в твердом растворе, контактирующем с насыщенной средой; T — абсолютная температура; R — универсальная газовая постоянная.

Известно, что термодинамическая активность компонента в растворе зависит от его концентрации C: $a_i = fC_i$, где f — коэффициент активности. Для разбавленных растворов, каковым является насыщаемый углеродом аустенит, $f = 1$, поэтому можно записать:

$$\Gamma = -\frac{C_C \partial\delta}{RT\partial C_C}.$$

Здесь $-\frac{\partial\delta}{\partial C_C} = G_C$ — поверхностная активность адсорбирующего вещества (углерода), характеризующая способность вещества понижать поверхностную энергию при адсорбции.

Лишь часть поверхности насыщаемого металла способна присоединять атомы адсорбата из внешней среды. Эта часть называется активными центрами (или комплексами). Общая скорость реакции на поверхности металла определяется числом молей активированных комплексов на единицу объема, разлагаемых в единицу времени, поэтому согласно теории абсолютных скоростей реакций можно записать:

$$-\frac{\mathrm{d}C}{\mathrm{d}t} = \frac{KT}{h} C^+,$$

где $\frac{KT}{h}$ — константа скорости реакции (K — постоянная Больцмана, h — постоянная Планка); C^+ — концентрация активного комплекса.

Скорость хемосорбции на однородной поверхности зависит от количества адсорбирующего вещества в насыщающей среде и от числа активных центров на поверхности, способных реагировать с атомами адсорбата:

$$W_a = K_a C\theta^*,$$

где K_a — константа скорости хемосорбции; C — концентрация адсорбата; θ^* — поверхность, занимаемая активными центрами.

Принимая за концентрацию активных комплексов концентрацию адсорбирующего вещества, соответствующую адсорбции ($C^+ = C = \Gamma$), получим выражение скорости реакции на поверхности:

$$-\frac{\mathrm{d}C}{\mathrm{d}t} = \frac{KT}{h}\Gamma\theta^*. \quad (1)$$

Здесь заполнение поверхности можно оценить по уравнению Ленгмюра:

$$\theta^* = \frac{Kp}{1 + Kp}, \quad (2)$$

где K — константа равновесия взаимодействия адсорбата и адсорбента (поверхности металла); p — давление адсорбата.

При насыщении стали углеродом из газовой среды основная реакция на поверхности имеет вид:

$$CH_4 \rightarrow C_{\text{тв.р}} + 2H_2, \quad (3)$$

где $C_{\text{тв.р}}$ — твердый раствор, константа скорости которого имеет вид:

$$K_8 = \frac{p_{H_2}^2 a_C}{p_{CH_4}},$$

здесь p_{H_2}, p_{CH_4} — парциальные давления компонент газовой среды; a_C — термодинамическая активность углерода в твердом растворе.

Так как реакции на поверхности стали имеют обратимый характер, результирующая скорость равна разнице скоростей прямой и обратной реакций, т. е. скорость реакции (3) находим из выражения

$$\upsilon = \vec{\upsilon} - \overleftarrow{\upsilon} = K' p_{CH_4} - K'' p_{H_2}^2 a_C.$$

Очевидно, что существует связь между скоростью реакции (1) и термодинамической константой равновесия. Действительно, если степень заполнения поверхности адсорбируемым веществом можно выразить через термодинамическую активность [аналогично уравнению (2)]:

$$\theta^* = \frac{Kp}{1 + Ka_C},$$

то уравнение (1) будет отражать связь между кинетикой и термодинамикой поверхностной реакции при науглероживании стали.

Легирующие элементы, находящиеся в твердом растворе (в легированной стали) влияют на показатели Γ и a_C, что отражается на кинетике насыщения стали углеродом. В твердых растворах железа термодинамическая активность снижается под воздействием Cr, Mo, Ti, V и других химических элементов, что уменьшает скорость цементации сталей, легированных этими элементами [1—4].

Для анализа процессов, протекающих на поверхности раздела, необходимо учитывать массоперенос исходных продуктов из объема внешней среды, содержащей адсорбент, к границе раздела и продуктов реакции в обратном направлении. Влияние переноса на скорость реакции зависит от температуры, давления и скорости потока газа.

Различают диффузионные (внешние) и кинетические (поверхностные) процессы, происходящие в насыщающей среде. Скорость переноса веществ к поверхности металла вследствие диффузии определяется уравнением $\upsilon_д = \beta(C - C'')$. Скорость реакции на поверхности (в кинетической области) имеет вид: $\upsilon_к = KC'$, где β — коэффициент массопередачи; C, C' — концентрации реагирующего ве-

щества соответственно в объеме и на поверхности; K — константа скорости реакции.

При равенстве расходуемого вследствие реакции (поглощение металла) и доставляемого к поверхности из объема среды (при $v_д = v_к$) вещества, получим:

$$\beta(C - C') = KC'. \quad (4)$$

Тогда

$$C' = \frac{\beta C}{\beta + K}.$$

Коэффициент массопередачи определяется выражением $\beta = Д/\Delta$, где Д — коэффициент диффузии атомов адсорбата в газе; Δ — приповерхностный слой газа, в котором происходит диффузия.

Скорость насыщения металла атомами адсорбата из газовой среды можно оценить выражением

$$v_к = \frac{K\beta}{K+\beta} C = K^* C,$$

где K^* — константа скорости суммарного процента.

Обратная величина K^* называется сопротивлением ходу реакции. При этом имеем:

$$K^{*-1} = K^{-1} + \beta^{-1},$$

где K^{-1} — кинетическое сопротивление; $\beta^{-1} = Д/\Delta$ — диффузионное сопротивление.

Если $K \gg \beta$, то согласно выражению (4) $C' = \beta/K \ll C$, т. е. скорость поглощения адсорбата поверхностью металла определяется скоростью диффузии в газовой фазе (скоростью подвода вещества к поверхности). Если $K \ll \beta$, $C' = C$, то скорость процесса определяется истинной кинетикой химической реакции на поверхности и не зависит от условий диффузии в газовой среде.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гюлиханданов Е. Л., Кисленков В. В.** Определение константы скорости химической реакции при обработке стали в эндотермической атмосфере // Изв. АН СССР. Металлы. 1978. № 3. С. 189—191.
2. **Хорошайлов В. Г., Гюлихандамов Е. Л.** Химико-термическая обработка стали. Л.: ЛПИ им. М. И. Калинина, 1980. 78 с.
3. **Переверзев В. М., Росляков И. Н.** Кинетика диффузионного роста цементитных частиц в аустените при цементации хромистой стали // Изв. АН СССР. Материалы. 1986. № 3. С. 194—196.
4. **Росляков И. Н.** Влияние легирующих элементов на стабильность цементации при науглероживании стали // Наука и технологии. Технология металлов. 2010. № 7. С. 9—14.

УДК 622.233:622

Д. И. ЧЕРНЯВСКИЙ, д-р. техн. наук, Д. Д. ЧЕРНЯВСКАЯ,
(Омский ГТУ, г. Омск), e-mail: maneg1@mgtu.ru

Использование ударных механизмов в нанотехнологии

В целях использования ударных процессов для нанотехнологий предложена конструкция пресса, создающего большие усилия при перемещении инструмента на расстояние нескольких микрометров.

Ключевые слова: удар, нанотехнологии, прессование, давление.

In order to use the shock processes for nanotechnologies, the design of the press, creating the large efforts when moving the instrument at a distance of several micrometers, has been proposed.

Keywords: shock, nanotechnologies, pressing, pressure.

По оценкам аналитиков в ближайшие два года ежегодный рост мирового рынка нанотехнологий составит 20 %. В потребительском сегменте их рост будет еще значительнее. К 2013 г. объем рынка товаров с использованием нанотехнологий достигнет 1,6 трлн долл. США. Лидерами рынка нанотехнологий по темпам роста будут страны Азиатско-Тихоокеанского региона, второе место отводится странам Европы. Позитивного прогноза аналитиков также удостоились Россия, Китай и Индия. По их мнению, наноразработки повлияют на самые разные сферы экономики, включая медицину, машиностроение, сельское хозяйство и космическую отрасль.

В России общий объем инвестиций в уже реализуемые проекты составил 93 млрд руб. Развиваются такие проекты, как строительство завода полимерных и нанокомпозитных материалов, заводов по производству светодиодов и каскадного нлазмофореза крови, а также производство современных упаковочных материалов в Татарстане. Серьезным сдерживающим фактором в развитии наноиндустрии пока остается "человеческий потенциал".

Рассмотрим возможность применения в нанотехнологии ударных процессов, которые относятся к задачам прикладной механики и связаны с исследованиями различных конструкций при воздействиях интенсивных нагрузок импульсного характера, имеющих место при эксплуатации многих современных сооружений, машин и приборов.

Исследования ударных процессов можно разделить на три основные направления: изучение внутренних закономерностей ударных процессов; исследование физи-

ко-механических свойств материалов при динамическом нагружении; оценка влияния импульсного нагружения на различные конструкции и сооружения.

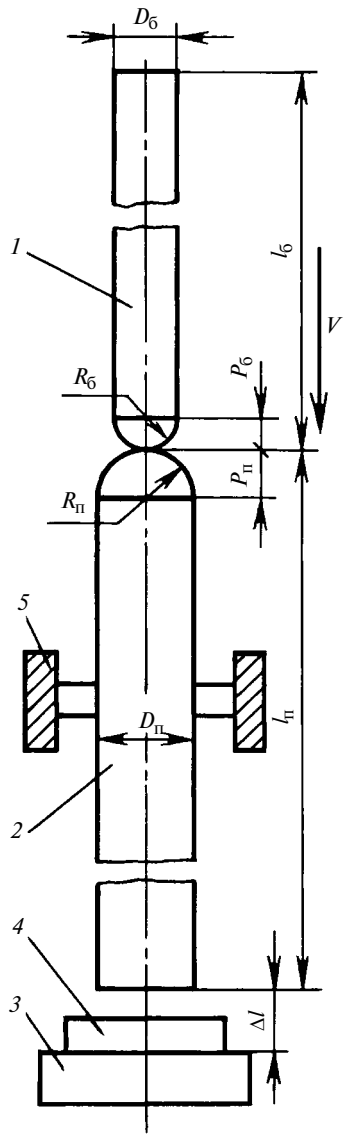
Уникальное свойство машин ударного действия — создавать в контакте инструмента с обрабатываемым материалом усилия, в сотни и тысячи раз превышающие усилия в опорных устройствах машины. Это достигается преобразованием постоянного потока энергии, подводимой к машине, в дискретную последовательность ударных импульсов, которые по упругому волноводу, передаются к обрабатываемой среде в виде волн деформации.

Рассмотрим использование ударной системы в качестве пресса для формирования микроперемещений в обрабатываемом материале за достаточно малый промежуток времени (десятки и сотни микросекунд). Достижение заданных параметров позволит использовать данную установку в нанотехнологиях (рисунок). Боек *1* наносит удар по торцу пуансона *2*, жестко закрепленного в опорах *5*. От удара в пуансоне формируется ударная волна, которая, разгружаясь на противоположном (рабочем) конце пуансона, удлиняет его, в результате он воздействует на обрабатываемый материал *4*, закрепленный на неподвижной поверхности *3*.

В работах [1, 2] приведена программа для ПЭВМ по расчету параметров удара и определению оптимальных геометрических размеров бойка и инструмента. Получены следующие значения.

1. ***Размеры бойка:*** диаметр $D_б$ = 0,035 м; длина $l_б$ = 0,05; 0,1 и 0,2 м; радиус сферического торца $R_б$ = 0,0175; 0,025; 0,15 и 0,3 м; высота сферического торца $P_б$ = 0,0175; 0,006; 0,001 и 0,0015 м.

2. ***Размеры пуансона:*** диаметр $D_п$ = 0,035 м (расчеты проводили для сечения пуансона, равного сечению бойка); длина



$l_п$ = 0,2 м; радиус сферического торца $R_п$ = 0,5 м.

3. ***Другие показатели:***

плотность материала (сталь) бойка и пуансона — $\rho_б$ = = 7900 кг/м^3, $\rho_п$ = 7900 кг/м^3;

скорости бойка и пуансона до удара — $V_б$ = 2; 3; 4 и 5 м/с; $V_п$ = 0 м/с;

модуль Юнга материалов бойка и пуансона — $E_б = 2{,}08 \cdot 10^{11}$ Па, $E_п = 2{,}08 \cdot 10^{11}$ Па;

коэффициент Пуассона материалов бойка и пуансона — $\mu_б$ = 0,286, $\mu_п$ = 0,286;

пределы прочности материалов бойка и пуансона при сжатии — $\sigma_{б.сж} = 1250 \cdot 10^6$ Па, $\sigma_{п.сж} = 1250 \cdot 10^6$ Па и растяжении — $\sigma_{б.рас} = \sigma_{п.рас} = 140 \cdot 10^6$ Па;

скорости продольной волны в материалах бойка и пуансона (для стержней) — $A_б = A_п$ = = 5131 м/с.

Для проведения расчетов боек разбивали на части: N = 200 при $l_б$ = 0,05 м; N = 400 при $l_б$ = 0,1 м; N = 800 при $l_б$ = 0,2 м.

Определим рабочий ход пуансона. По закону Гука перемещение Δ прямо пропорционально нагрузке: $F = K\Delta$, где F — сила; K — жесткость тела, зависящая от свойств материала и его формы и размеров.

Поскольку напряжения $\sigma = F/S$ и деформации $\varepsilon = \Delta l/l$ — соответственно нагрузка и перемещение, деленные на константы S (площадь) и l (длина), то и напряжения прямо пропорциональны деформациям, т. е. $\sigma = E\varepsilon$, где E — модуль Юнга (коэффициент пропорциональности, называемый модулем продольной упругости).

Подставим в выражение закона Гука $\sigma = E\varepsilon$ формулы для напряжения и деформации и получим:

$$\Delta l = Fl/ES. \qquad (1)$$

Формула (1) справедлива в случае действия одной сосредоточенной силы, т. е. продольное усилие F постоянно по всей длине стержня. Данное условие соблюдается для рассматриваемого случая.

В качестве примера рассмотрим установку с параметрами: длина пуансона l = 0,2 м; сила удара F = 50000 Н; модуль Юнга для стали $E = 2 \cdot 10^6$ МПа; диаметр стержня d = 0,032 м. По выражению (1) удлинение пуансона составит $\Delta l = 6{,}22 \cdot 10^{-6}$ м или Δl = 6,22 мкм. Рассчитаем скорость и ускорение рабочей кромки пуансона. Время удара $T = \dfrac{2l}{V} = \dfrac{2 \cdot 0{,}2}{5000} = 80 \cdot 10^{-6}$ с или T = 80 мкс. С учетом времени

УДК 621.923.04

Л. Г. ВАЙНЕР, канд. техн. наук (Тихоокеанский ГУ, г. Хабаровск), В. А. РИВКИН (Экспериментальный научно-исследовательский институт металлорежущих станков, г. Москва), e-mail: val@mail.khstu.ru

Виброакустический контроль двустороннего торцешлифования в производственных условиях

Предложен метод виброакустической диагностики двустороннего торцешлифования цилиндрических роликов, используемый для коррекции технологических показателей и настройки станков.

Ключевые слов: двустороннее торцешлифование, цилиндрические ролики, точность обработки, виброакустическая диагностика.

A method of vibroacoustic diagnostics of bilateral face grinding of cylindrical rollers used for correction of the process variables and tooling is proposed.

Keywords: bilateral face-grinding, cylindrical rollers, working accuracy, vibroacoustic diagnostics.

В результате исследований двустороннего торцешлифования (ДТШ) разработан метод настройки станков [1], который основан на регистрации высокочастотных колебаний элемента динамической системы станка, связанного с обрабатываемой деталью.

Рассматривалась возможность использования виброакустических характеристик динамической системы станка для диагностики ДТШ и контроля технологических показателей, характеризующих взаимодействие шлифовальных кругов с обрабатываемой деталью в труднодоступных местах — между шлифовальными кругами при наличии смазочно-охлаждающего материала.

Специфика ДТШ в отличие от плоского, круглого, бесцентрового и др. шлифования заключается в том, что характер съема припуска за один проход, а следовательно и формообразование, определяется не назначенной дискретной величиной на один проход заготовки или непрерывной врезной подачи, а формой зоны шлифования по траектории движения деталей, которая в случае круговой подачи роликов, находящихся в гнездах диска (рис. 1), определяет кинематику процесса.

В работах [2, 3] на основе результатов экспериментальных исследований цилиндрических роликов различных типоразмеров установлено, что при обработке ролик совершает поступательное движение по окружности, вращательное вокруг своей оси и дополнительное переменное движение, связанное со смещением оси ролика в пределах зазора между роликом и поверхностью гнезда диска. Минимизация погрешности при обработке торцов роликов вследствие торцевого биения обусловлена стабилизацией вращательного движения роликов в зоне шлифования. Характер вращения роликов определяется взаимодействием деталей с шлифовальными кругами и зависит от таких технологических

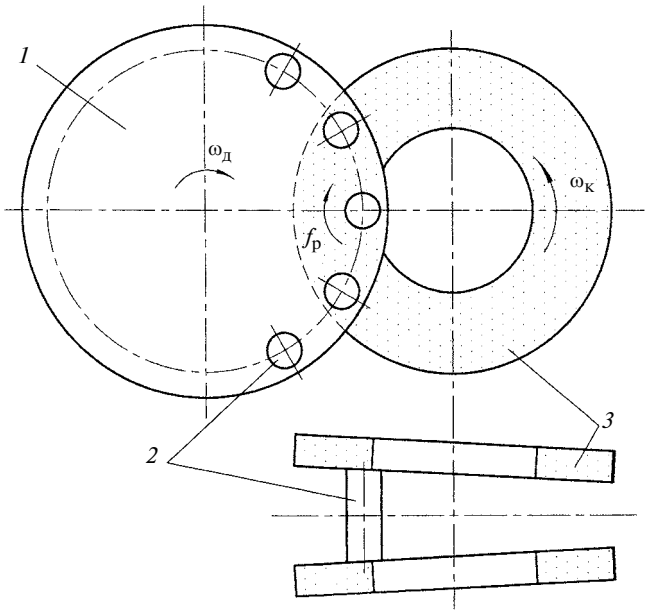


Рис. 1. Схема двустороннего торцешлифования с круговой подачей заготовок:
1 — диск; *2* — ролик; *3* — шлифовальный круг

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 58)

сжатия стержня пуансона и времени нарастания силы чистое время разгона рабочей кромки пуансона примерно $t = 30$ мкс. С учетом того, что начальная скорость пуансона равна 0, получим $\Delta l = at^2/2$, где a — ускорение рабочей кромки пуансона. Получаем $a = 13822{,}2$ м/с^2 и скорость рабочей кромки пуансона $V = 0{,}41$ м/с.

Для рассмотренного варианта усилие пресса будет эквивалентно весу груза массой 5 т, ход пуансона 6 мкм, время действия усилия 30 мкс. Таким образом, данная машина может найти применение в сфере нанотехнологии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Чернявский Д. И.** Определение параметров удара в машинах ударного действия: Монография. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2009. Ч. 1. 136 с.

2. **Чернявский Д. И.** Определение параметров удара в машинах ударного действия: Монография. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. Ч. 2. 124 с.

параметров, как углы установки кругов в горизонтальной и вертикальной плоскостях, величина снимаемого припуска, скорость подачи, форма и рабочие характеристики шлифовальных кругов в текущем времени и др. Установлены три вида характеристик вращения (ХВ) обрабатываемых деталей (за ХВ принимается зависимость частоты $f_р$ вращения ролика от текущей координаты L в зоне шлифования). Каждой ХВ соответствует определенный диапазон погрешностей обработки.

В производственных условиях контролируются начальные параметры настройки станка и выходные параметры точности обработки. Текущее состояние процесса шлифования и поведение обрабатываемой детали в результате фактического взаимодействия со шлифовальными кругами не контролируются. Поэтому трудно установить причины снижения точности обработки при шлифовании партии деталей и выполнять направленную коррекцию технологических параметров, включая правку шлифовальных кругов.

При стендовых испытаниях ДТШ для регистрации частоты вращения и перемещений деталей во втулках использовали индуктивный и волоконно-оптический датчики. В производственных условиях применение этих датчиков исключено, поскольку требуется специальная механическая обработка загрузочного диска и базировочной втулки для установки датчика на станке, а контрольные ролики необходимо шлифовать только в одном специально подготовленном гнезде. Кроме того, исключается возможность диагностики процесса обработки роликов в других неподготовленных втулках, после шлифования контрольного ролика требуются остановка и обратный ход загрузочного диска.

Было установлено, что шлифование роликов различных типоразмеров в гнездах диска-сепаратора сопровождается характерным звуком высокой частоты. Выдвинуто предположение, что от возмущений со стороны шлифовальных кругов при вращении ролика из-за его неуравновешенности возбуждаются колебания динамической системы диска на одной из его частот. В этом случае высокочастотные колебания диска можно использовать в качестве сигнала для косвенной диагностики взаимодействия ролика со шлифовальными кругами и его вращения.

Методы виброакустической диагностики процессов резания получили широкое применение [4]. При разработке способа диагностики процесса ДТШ решали следующие задачи: проверяли гипотезу о возбуждении высокочастотных колебаний динамической системы диска вращающимся роликом; определяли информативность вибрационного сигнала; сопоставляли количественные показатели вибрационного сигнала с ХВ и точностью обработки.

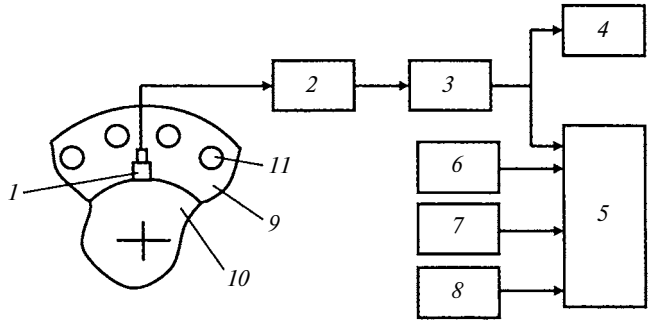


Рис. 2. Компоновочная схема измерительной системы для виброакустического контроля шлифования торцов роликов

Экспериментальный станок-стенд дополнительно оснастили комплектом виброизмерительной аппаратуры (рис. 2), который включал в себя датчик колебаний *1* (KD-13), усилитель *2* (SM-111 RFT), октавный фильтр *3* (OF-111 RFT). Для визуального наблюдения сигнал от датчика колебаний отображался на экране электронно-лучевого осциллографа *4* (С8-13), а вибрационный сигнал — на осциллографе *5*. Полученные данные сопоставляли с другими показателями процесса: частотой вращения ролика, нормальной силой, мощностью, снимаемыми датчиками (поз. *6—8* на рис. 2).

Для того чтобы не останавливать вращающийся диск *9* по прохождении контрольным роликом *11* зоны шлифования и не осуществлять перестановку датчика *1* его установили на корпус рычага *10*, так как колебания диска на него передаются с небольшим затуханием.

При импульсном возмущении диска посредством удара в радиальном направлении в спектре вибраций, регистрируемых датчиком, можно выделить характерную высокочастотную гармонику: для станка 3342АД ≈7 кГц, для станка 3343АД ≈6 кГц. Эта же частотная гармоника присутствует в спектре колебаний диска при шлифовании, причем амплитуда колебаний на указанной частоте, если шлифование сопровождается вращением ролика, в 5÷8 раз выше, чем без вращения ролика. Это использовали для диагностики вращения ролика при обработке. Для выделения полезной частоты в измерительную систему ввели октавный фильтр, настроенный на пропускание полосы частот от 4 до 10 кГц.

На рис. 3 приведены формы колебаний диска при шлифовании с вращающимися (*1*) и не вращающимися (*2*) роликами при использовании октавного фильтра. Уровни сигналов в этом случае различаются в 10÷15 раз.

В ходе тестового эксперимента доказано, что причиной повышения колебаний динамической системы диска на одной из собственных частот

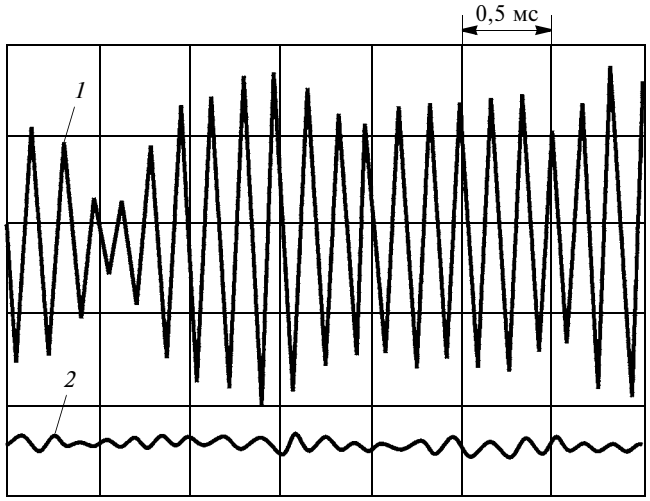


Рис. 3. Совмещенные осциллограммы колебаний диска при шлифовании при вращении ролика (*1*) и без вращения (*2*)

(6 и 7 кГц) является динамическая неуравновешенность вращающегося ролика. Шлифование вращающихся роликов с искусственно созданным радиальным дисбалансом сопровождалось значительным увеличением вибросигнала (в 8÷10 раз). Полезный сигнал отсчитывается от уровня колебаний при холостом ходе диска.

Для определения информативности виброхарактеристики процесса (ВХП) высокочастотные колебания диска при шлифовании ролика, регистрируемые осциллографом, регистрировали одновременно с такими показателями ДТШ, как частота $f_р$ вращения ролика, нормальная сила P_y резания, мощность, затрачиваемая на шлифование, по которой определяли составляющую P_z силы резания. Периодически контролировалось распределение съема припуска t в зоне шлифования.

На рис. 4, *а* приведены типовые характеристики вращения (ХВ1-ХВ2), на рис. 4, *б* — изменения составляющих P_y и P_z силы резания и съема припуска t, а на рис. 4, *в* — ВХП, соответствующая ХВ3, здесь $L_з$ — общая длина траектории оси ролика между шлифовальными кругами (длина зоны шлифования); $L_р$ — длина зоны съема припуска, т. е. действия сил резания; Δt — припуск, снимаемый за один проход.

Анализ этих характеристик, полученных при вариациях технологических параметров процесса, позволил установить следующие возможности диагностик методом виброакустического контроля.

1. ВХП бывают трех видов, как и характеристики вращения [2]. На рис. 5 приведены ВХП1 (*а*) и ВХП2 (*б*), ВХП3 показана на рис. 4, *в* (здесь K — отсечка конца зоны шлифования; $L_{VH\Sigma}$ — длина участков возбуждения колебаний диска (или длина участков ВХП); $H_р$ — высота пика ВХП после центра зоны шлифования.

2. Сопоставление длин участков траектории ролика, на которых имеют место колебания диска ($L_{VH\Sigma}$), с длиной участков, на которых происходят вращение ролика и съем припуска, показало, что участки ВХП соответствуют участкам вращения ролика при съеме припуска и действии сил резания. Поэтому показатель $L_{VH\Sigma}$ ВХП однозначно соответствует показателю суммарной длины $L_{вр}$ участков вращения ролика в зоне съема припуска (рис. 6).

3. При устойчивом вращении ролика при шлифовании (ХВ3) по длине $L_{VH\Sigma}$ участка непрерывного возбуждения колебаний диска можно судить о длине $L_р$ зоны съема припуска.

4. Другим важнейшим показателем ВХП является сигнал H на осциллограмме, отсчитываемый от уровня, соответствующего холостому ходу, кото-

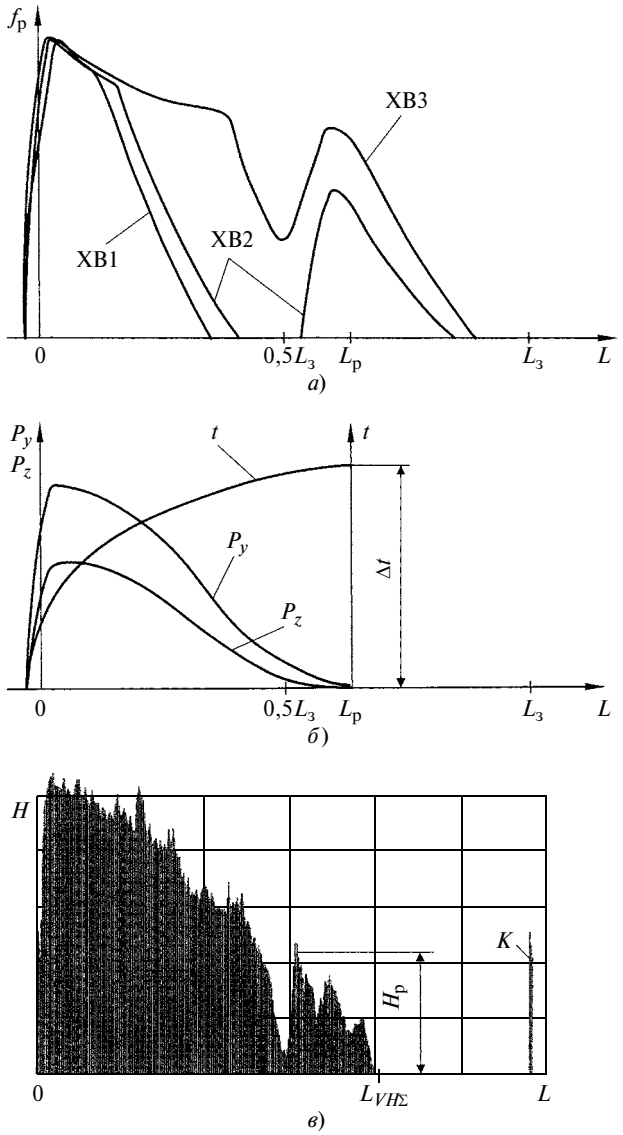


Рис. 4. Типовые характеристики вращения (*а*), изменение составляющих P_y и P_z силы резания и съема припуска t (*б*), виброхарактеристика процесса, соответствующая ХВ3 (*в*)

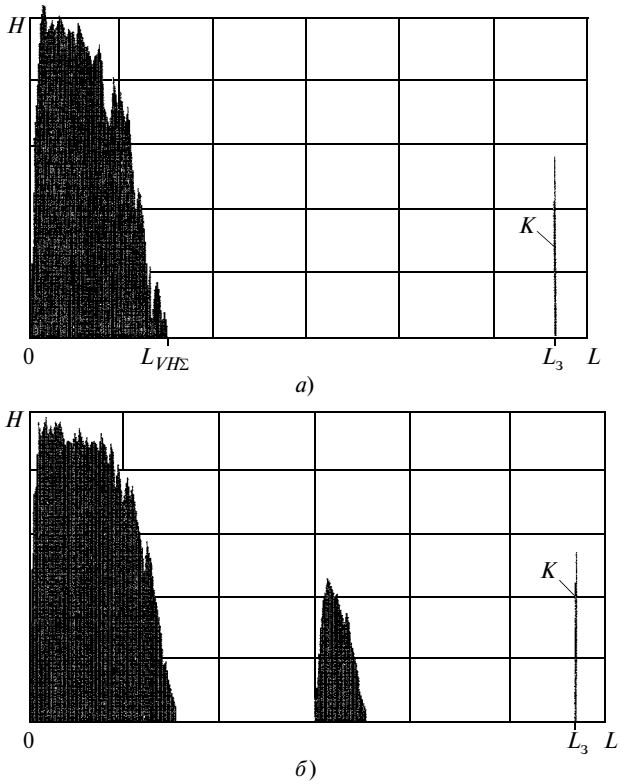


Рис. 5. Виброхарактеристики процесса: ВХП1 (*а*) и ВХП2 (*б*)

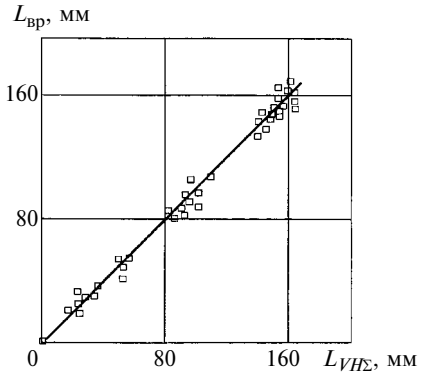


Рис. 6. Соответствие показателей ВХП ($L_{VH\Sigma}$) и ХВ ($L_{вр}$)

рый, как показали наблюдения, является переменной величиной. Поскольку причиной колебаний диска является неуравновешенность вращающегося ролика, а возмущающая сила от неуравновешенности пропорциональна квадрату угловой скорости, то можно предположить существование квадратичной зависимости между вибросигналом H (в делениях шкалы осциллографа) и частотой $f_р$ вращения ролика (рис. 7), которая имеет вид:

$$H = a_1 f_р + a_2 f_р^2, \qquad (1)$$

где для заданных условий $a_1 = 0{,}58 \cdot 10^{-3}$, $a_2 = 0{,}368 \cdot 10^{-4}$ — коэффициенты регрессии, найденные методом наименьших квадратов.

Таким образом, в качестве показателя, характеризующего частоту вращения ролика, можно использовать вибросигнал H.

5. ВХП позволяет зафиксировать момент начала съема припуска, что является основным критерием правильности настройки положения шлифовальных кругов.

Настройка углового и осевого положения приработанных шлифовальных кругов должна обеспечивать начало процесса съема припуска в момент входа ролика в зону шлифования, т. е. в момент касания его кромок шлифовальных кругов, что достигается при выполнении условия: снимаемый припуск должен быть не меньше перепада профилей рабочих поверхностей кругов. Если это условие не выполняется и съем припуска начинается не на наружном радиусе круга, то на меньших радиусах, соответствующих началу съема, образуются локальные зоны интенсивного изнашивания, в результате чего происходит местная дестабилизация формы рабочих поверхностей.

На рис. 8 приведена ВХП при позднем начале съема припуска из-за неправильной настройки зоны шлифования (*А* — момент входа ролика в зону шлифования, *Б* — начальный момент съема припуска).

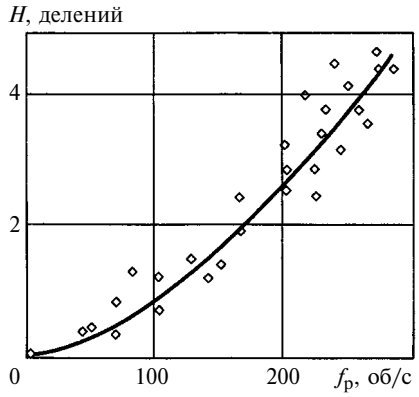


Рис. 7. Зависимости изменения вибрационного сигнала *H* от частоты вращения $f_р$ ролика

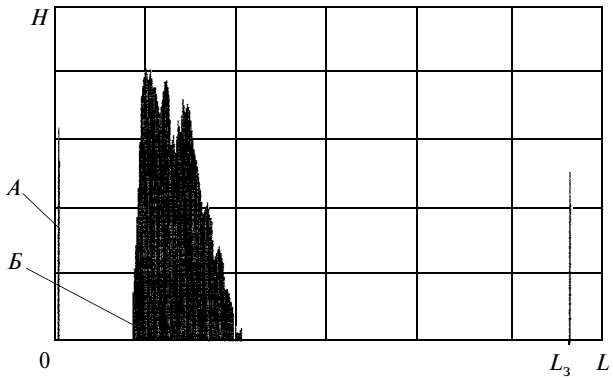


Рис. 8. ВХП при позднем начале съема припуска из-за неправильной настройки зоны шлифования

6. ВХП позволяет выявить аномалии в характере вращения роликов, связанные с отклонением формы зоны шлифования от требуемой. Это может быть, в частности, при наличии местных поверхностных дефектов на торцах шлифовальных кругов, что подтвердилось при имитации подобных дефектов. Соответствующая ВХП с выраженными провалами в первой половине зоны шлифования, приведена на рис. 9, что может служить основанием для правки рабочих поверхностей шлифовальных кругов.

7. Установлена связь двух показателей ВХП с точностью обработки по параметру торцевого биения (подробности не рассматриваются): первый показатель $L_{VH0} = L_{VH\Sigma}/L_з$ — относительная суммарная протяженность участков возбуждения колебаний диска (участков ВХП) определяет длину участков, на которых ролик вращается со съемом припуска; второй показатель $H_{p0} = H_p/H_{max}$ — относительная высота пика ВХП после центра зоны шлифования, характеризует максимальную частоту вращения на этом участке. Зависимость изменения биения Δ торцов обработанных на станке 3343АД роликов диаметром 15 мм от показателей L_{VH0} и H_{p0} представлены соответственно на рис. 10 и 11.

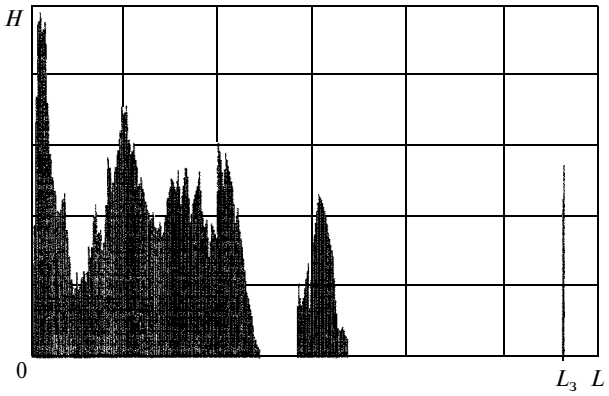


Рис. 9. ВХП с аномалиями в первой половине зоны шлифования из-за местных дефектов на рабочих поверхностях шлифовальных кругов

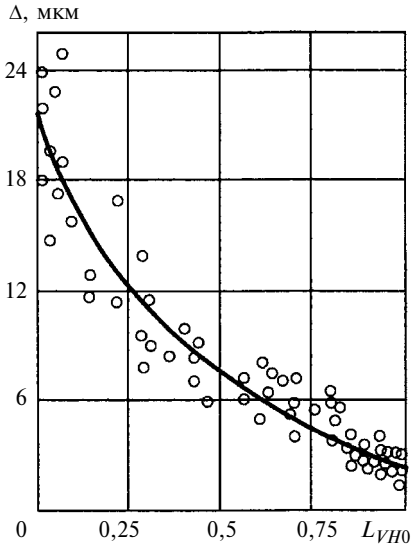


Рис. 10. Зависимости изменения относительной суммарной протяженности L_{VH0} участков ВХП от погрешности обработки

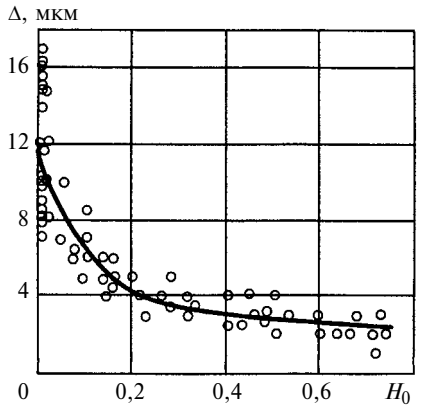


Рис. 11. Зависимости изменения высоты пика ВХП после центра зоны шлифования H_{p0} от погрешности обработки

8. Измерительная система позволяет диагностировать ход процесса обработки деталей в любой штатной втулке загрузочного диска, устанавливать влияние геометрических погрешностей базовых поверхностей втулок (исходных и изношенных) на поведение детали и точность обработки для аттестации каждой втулки без остановки процесса при неизменных технологических режимах и положении шлифовальных кругов.

Таким образом, виброхарактеристика процесса ДТШ роликов является оперативным инструментом диагностики поведения обрабатываемой и рабочих поверхностей шлифовальных кругов и может быть использована для прогнозирования точности обработки и коррекции технологических параметров при шлифовании партии деталей и настройке двусторонних торцешлифовальных станков.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 1313675.** Способ настройки двухстороннего торцешлифовального станка для обработки роликов.

2. **Вайнер Л. Г., Шахновский С. С.** Повышение точности шлифования торцов ролика // Станки и инструмент. 1985. № 5. С. 31—32.

3. **Вайнер Л. Г.** Исследование характера движения цилиндрических роликов при обработке на двусторонних торцешлифовальных станках // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2010. № 4 (282). С. 49—54.

4. **Козочкин М. П.** Виброакустическая диагностика технологических процессов. М.: ИКФ "Каталог", 2005. 196 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. 7. Примеры практических расчетов температуры резания. Часть 2*

Приведены примеры расчета температуры резания. Сравнением с независимыми экспериментальными данными ведущих исследователей показана высокая точность практических расчетов температуры резания по новой методике.

Ключевые слова: теплофизика резания, температура резания.

The examples of cutting temperature calculation are presented. High accuracy of practical calculations of cutting temperature using the new method has been justified by means of comparison with independent experimental data of leading researchers.

Keywords: cutting thermal physics, cutting temperature.

В работе [1, с. 179] отмечено, что критерий затупления инструмента удобно устанавливать для режущего элемента, истирание которого связано с технологическими факторами, носит закономерный характер и доступно практическому измерению. Этим условиям соответствует износ инструмента по задней поверхности, характеризуемый длиной l_3 контакта с обработанной поверхностью заготовки. В качестве примера в работе [1, с. 179, 180] приведены результаты экспериментальных исследований изнашивания быстрорежущих резцов при обработке стали 45 с глубиной резания $t_r = 2$ мм и подачей $S_{об} = 0{,}1$ мм/об. Установлено резкое увеличение фаски износа лишь после того, как она достигает размера $l_3 = 0{,}5$ мм при скорости резания $v = 65$ м/мин, $l_3 = 0{,}6$ мм при $v = 55$ м/мин; $l_3 = 0{,}8$ мм при $v = 30$ м/мин. На основании этого сделан вывод о том, что для данного случая диапазон значений $l_3 = 0{,}5 \div 0{,}8$ мм следует принять в качестве критерия затупления инструмента, так как при дальнейшей работе будет иметь место форсированное изнашивание со всеми нежелательными последствиями. Кроме того, по результатам экспериментов видно, что чем больше скорость резания, тем раньше начинается форсированное изнашивание, что обусловлено повышением температуры резца с увеличением скорости резания. С учетом этого сделан вывод, что при грубой обработке с малой скоростью резания и образованием крупной стружки допустимый износ задней поверхности может быть увеличен, и при обработке стали быстрорежущими резцами в соответствии с нормативными режимами резания допускается размер фаски износа $l_3 = 1{,}5 \div 2{,}0$ мм [1, с. 180]. При грубой обработке стали твердосплавными резцами (как более хрупкими и работающими при высоких скоростях резания) допустимый износ уменьшают до значений $l_3 = 0{,}8 \div 1{,}0$ мм, таким нормированием устанавливают оптимальный износ, при котором обеспечивается минимальная стоимость инструмента, приходящаяся на одно изделие, поскольку с увеличением допустимой фаски износа при постоянном режиме работы инструмента сокращаются затраты, связанные с его сменой и заточкой.

А. Н. Резников в работе [2] подчеркнул, что так как стойкость инструмента определяется износом его задней поверхности, то целесообразно заранее ограничивать возможную длину контакта этой поверхности с изделием. Для этого используют предложенные Ю. А. Грицаенко резцы с ограниченной длиной задней поверхности [2, с. 147]. Исследования А. Н. Резникова для условий резания, указанных в табл. 9 (В.М. 6/11, с. 73) показали, что, ограничив искусственным путем износ по задней поверхности инструмента размером $l_3 = 0{,}4 \div 0{,}5$ мм, можно создать наиболее благоприятный тепловой режим резания с существенно меньшей температурой, чем та, которая была бы при увеличении износа до $l_3 = 1{,}2$ мм. Минимальную температуру резания при том же размере $l_3 = 0{,}4 \div 0{,}5$ мм установил экспериментально и Ю. А. Грицаенко при точении резцом из того же сплава (Т14К8) [2, с. 148]. Полученные значения он рекомендовал как оптимальные (к сведению, А. Д. Макаров обрабатываемость жаропрочных сплавов на никелевой основе исследовал также при критерии износа резцов $l_3 = 0{,}5$ мм [3, с. 11, с. 190], а Т. Н. Лоладзе исследовал путь резания до $l_3 = 0{,}6$ мм при точении деталей из стали 40Х резцом из сплава Т15К6 [3, с. 72, рис. 47]).

К минимальной температуре резания, полученной при $l_3 = 0{,}4$ мм в указанных условиях, близки

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1÷12 за 2010 г. (далее В.М.1÷В.М.12) и № 1÷6 за 2011 г. (далее В.М.1/11÷В.М.6/11), продолжение — № 8 за 2011 г.

Таблица 18

Температура резания стали ШХ15 резцом из сплава Т14К8 при разной длине контакта по задней поверхности (t_r = 4,1 мм, $S_{об}$ = 0,5 мм/об, γ = 0, α = 12°, φ = 45°, v = 60 м/мин, σ_s = 1200 МПа)

l_3, мм	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
T, °С	783	769	763	761	761	765	770	776	783	791	800	808	818

и результаты (табл. 18) расчетов по нашим теоретическим формулам, аналогичных расчетам в примере 2 (В.М. 6/11 с. 76). Во избежание сбоя компьютера из-за формального деления на ноль в формулах (359), (363), (364) (В.М. 6/11 с. 72, 73), вместо l_3 = 0 в расчеты следует вводить l_3 = 0,001 мм, так как при меньшем значении изменения температуры не будет. Расчеты также показывают, что при увеличении в результате изнашивания длины l_3 контакта от 0,4 до 1,2 мм температура резания повышается примерно на 60 °С.

Диапазон значений l_3 = 0,4÷0,5 мм, рекомендованный Ю. А. Грицаенко как оптимальный, на самом деле не является универсальным для обеспечения минимальной температуры резания. При других параметрах резания, материалах резца и заготовки длина контакта, соответствующая этому минимуму, может быть совершенно иной. Например, А. А. Телегин при точении стали 12Х18Н9Т резцом из сплава ВК8 с параметрами t_r = 2 мм, $S_{об}$ = 0,07 мм/об, γ = 15°, α = 10°, φ = 45°, v = 77 м/мин, установил, что температура резания при работе острым резцом ($l_3 \approx 0$) выше, чем при работе резцом с фаской износа l_3 = 0,1 мм. При дальнейшем увеличении l_3 температура вновь возрастает [2, с. 148, 149]. Результаты расчета, аналогичного приведенному в примере 1 (В.М. 6/11, с. 76) полностью совпадают с экспериментальными (табл. 19).

Для аналогичных материалов резца и заготовки, но при t_r = 2 мм, $S_{об}$ = 0,3 мм/об, γ = 0, α = 0 (резец со специальной задней фаской, гарантирующей определенную длину l_3 контакта), φ = 90°, v = 100 м/мин Д. Р. Олбертс получил минимальную температуру резания уже при l_3 = 0,25 мм [2, с. 148]. И в данном случае эти значения и результаты наших теоретических расчетов оптимальной длины l_3 совпали (табл. 20).

После проведения большой серии опытов с различными сочетаниями материалов резцов и заготовок Г. С. Николаева пришла к заключению, что оптимальная длина задней поверхности резца должна быть разной для разных условий резания [2, с. 149]: она должна увеличиваться с увеличением подачи, глубины и скорости резания.

Продолжим сопоставлять наши теоретические расчеты температуры резания с экспериментальными данными других исследователей.

В табл. 21÷24 полученные нами результаты сопоставлены с экспериментальными данными из

Таблица 19

Температура резания стали 12Х18Н9Т резцом из сплава ВК8 при разной длине контакта по задней поверхности (t_r = 2 мм, $S_{об}$ = 0,07 мм/об, γ = 15°, α = 10°, φ = 45°, v = 77 м/мин, σ_s = 1300 МПа)

l_3, мм	0,00	0,10	0,15	0,20
T, °С	607	589	605	626

Таблица 20

Температура резания стали 12Х18Н9Т резцом из сплава ВК8 при разной длине контакта по задней поверхности (t_r = 2 мм, $S_{об}$ = 0,3 мм/об, γ = 0, α = 0, φ = 90°, v = 100 м/мин, σ_s = 1300 МПа)

l_3, мм	0,00	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
T, °С	1007	990	986	984	984	985	987

Таблица 21

Расчетные и экспериментальные температуры резания отожженного титанового сплава ВТ3-1 резцом из сплава ВК8 (t_r = 1 мм, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1100 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,11	40	734	753	2,6
	50	783	814	4,0
	60	824	868	5,3
	70	859	902	4,9
	80	891	931	4,5
	90	919	958	4,2
	100	945	982	4,0
0,17	40	819	800	2,3
	50	869	865	0,5
	60	911	922	1,2
	70	947	958	1,2
	80	979	989	1,0
	90	1008	1018	1,0
	100	1034	1044	1,0
0,22	40	873	830	4,9
	50	924	897	2,9
	60	966	956	1,1
	70	1003	993	1,0
	80	1036	1026	1,0
	90	1065	1055	0,9
	100	1092	1082	0,9
0,35	40	974	885	9,1
	50	1027	957	6,8
	60	1072	1020	4,8
	70	1110	1060	4,5
	80	1145	1095	4,3
	90	1175	1126	4,2
	100	1203	1155	4,0

Таблица 22

Расчетные и экспериментальные температуры резания отожженного титанового сплава ВТ3-1 резцом из сплава ВК8 (t_r = 1,5 мм, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1100 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,17	40	826	833	1,0
	50	876	901	2,9
	60	918	960	4,7
	70	954	998	4,6
	80	986	1030	4,5
	90	1015	1060	4,4
	100	1041	1087	4,4
0,22	40	880	864	1,8
	50	931	934	0,4
	60	974	996	2,3
	70	1011	1035	2,4
	80	1044	1068	2,4
	90	1073	1099	2,4
	100	1099	1127	2,5
0,35	40	982	922	6,1
	50	1036	997	3,7
	60	1081	1063	1,7
	70	1119	1104	1,4
	80	1154	1140	1,2
	90	1184	1173	1,0
	100	1212	1203	0,8

книги [4, с. 25—27]. Напряжение текучести отожженного титанового сплава ВТ3-1 выбрано с учетом прочностных соотношений с отожженным сплавом ВТ14 [4, с. 6, табл. 2]. Напряжение текучести закаленной и отпущенной при температуре $T_{отп}$ = 400 °С стали 30ХГСА взято из справочника [5, с. 67, рис. 87].

Формулы для расчета температуры резания отожженного титанового сплава ВТ3-1, по результатам многофакторных экспериментов, имеют вид [4, с. 25]:

$$T_э = 282 v^{0,35} S_{об}^{0,14} t_r^{0,1} \text{ при } v \leqslant 60 \text{ м/мин}; \quad (366)$$

$$T_э = 443 v^{0,24} S_{об}^{0,14} t_r^{0,1} \text{ при } v > 60 \text{ м/мин}. \quad (367)$$

В эти формулы следует подставлять значения v, $S_{об}$, t_r, соответствующие размерностям, указанным в таблицах. Заметим, что были несколько изменены приведенные в работе [4] первые коэффициенты формул, равные соответственно 268 и 425. При уточненном коэффициенте 282 формула (366) при базовых величинах t_r = 1 мм и v = 40 м/мин полностью удовлетворяет экспериментальным значениям температур $T_э$ = 800 °С при $S_{об}$ = 0,17 мм/об и $T_э$ = 830 °С при $S_{об}$ = 0,22 мм/об [4, с. 26, рис. 16, *а*], в то время как при коэффициенте 268 она дает явно заниженные значения: $T_э$ = 761 °С и $T_э$ = 788 °С. Коэффициент 443 обеспечивает равенство температур, определенных по формулам (366) и (367) при v = 60 м/мин, а также удовлетворяет расположенному в середине верхнего экспериментального графика [4, с. 26, рис. 16, *а*] значению температуры $T_э$ = 1080 °С при t_r = 1 мм, $S_{об}$ = 0,22 мм/об, v = 100 м/мин. В принципе, при указанных в работе [4] значениях коэффициентов сходимость расчетных T и экспериментальных $T_э$ в табл. 22, 23 и в начале табл. 21 стала бы еще выше.

Экспериментальные формулы (366) и (367) очень удобны для сопоставления с использованием компьютера экспериментальных и расчетных результатов, поскольку при этом не требуется ручной ввод экспериментальных результатов для подсчета расхождения δ.

При сопоставлении данных табл. 21 и 24 следует обратить внимание на то, что имеющая большее напряжение текучести сталь 30ХГСА режется значительно легче, чем титановый сплав ВТ3-1, создающий при одинаковых параметрах точения примерно в 1,5 раза более высокую температуру резания.

М. Ф. Полетика и А. И. Афонасов получили при резании титанового сплава ВТ3-1 [3, с. 72, рис. 49]

Таблица 23

Расчетные и экспериментальные температуры резания отожженного титанового сплава ВТ3-1 резцом из сплава ВК8 (t_r = 2 мм, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1100 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,17	40	830	858	3,4
	50	880	927	5,4
	60	922	988	7,2
	70	958	1027	7,2
	80	990	1061	7,1
	90	1019	1091	7,0
	100	1045	1119	7,1
0,22	40	884	889	0,6
	50	935	961	2,8
	60	978	1025	4,7
	70	1016	1065	4,9
	80	1048	1099	4,9
	90	1078	1131	5,0
	100	1104	1160	5,1
0,35	40	988	949	3,9
	50	1041	1026	1,5
	60	1086	1094	0,7
	70	1125	1136	1,0
	80	1160	1173	1,2
	90	1190	1207	1,4
	100	1218	1238	1,6

Таблица 24

Расчетные и экспериментальные температуры резания закаленной и отпущенной при $T_{отп}$ = 400 °С стали 30ХГСА резцом из сплава ВК8 (t_r = 1 мм, $S_{об}$ = 0,22 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1300 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
50	605	550	9,2
60	636	600	5,7
70	662	645	2,6
80	686	685	0,1
90	707	720	1,8
100	726	750	3,4

Таблица 25

Расчетные и экспериментальные температуры резания отожженного титанового сплава ВТ3-1 резцом из сплава ВК8 (t_r = 3 мм, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1100 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,145	15	600	550	8,4
	20	656	610	7,1
	25	702	700	0,2
	30	740	760	2,7
	35	773	810	4,8
	40	802	850	6,0
	45	828	890	7,5
	50	852	920	8,0
	55	873	940	7,6
0,255	15	710	650	8,5
	20	770	740	3,9
	25	817	810	0,9
	30	858	870	1,5
	35	892	920	3,1
	40	923	960	4,1
	45	950	1000	5,3
	50	975	1030	5,7
0,370	5	570	540	5,3
	10	703	650	7,5
	15	787	740	5,9
	20	849	820	3,4
	25	898	890	0,9
	30	940	950	1,1
	35	976	1000	2,5
	40	1008	1040	3,2
	45	1036	1075	3,8
	50	1062	1105	4,1
0,470	5	614	610	0,7
	10	751	720	4,1
	15	837	810	3,2
	20	901	890	1,2
	25	952	960	0,9
	30	995	1020	2,5

экспериментальные результаты, с которыми сопоставлены результаты расчета (табл. 25).

В табл. 26—29 результаты расчетов сопоставлены с экспериментальными данными, приведенными в работах [6, с. 35, рис. 26, 27] и [7, с. 80, табл. 16, 17]. Значения напряжений текучести горячекатаных жаропрочных сплавов ХН77ТЮР (ЭИ437Б) и ХН70ВМТЮ (ЭИ617) взяты из справочника [8, с. 136, рис. 5.115]. Рассмотрим пример расчета данных, приведенных в табл. 26.

Пример 9. Вычислить температуру резания при точении жаропрочного сплава ХН77ТЮР резцом из сплава ВК8 с параметрами: t_r = 1 мм; $S_{об}$ = 0,61 мм/об; γ = 0; α = 10°; φ = 45°; l_3 = 0,3 мм; σ_s = 1800 МПа; v = 35 м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э$ = 1190 °С (последняя строка табл. 26).

Решение. Представляем размерные исходные параметры расчета в базовых единицах системы СИ: $t_r = 1 \cdot 10^{-3}$ м, $S_{об} = 0{,}61 \cdot 10^{-3}$ м/об, $l_3 = 0{,}3 \cdot 10^{-3}$ м, v = 0,583 м/с. Для материалов резца и заготовки находим в табл. 6 (В.М. 5/11, с. 65) $\lambda_р$ = 54,4 Вт/(м · °С), λ = 19,7 Вт/(м · °С), $c\rho = 4{,}8 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С), $a = 0{,}041 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 (В.М. 6/11 с. 73) принимаем $2T_{плав}$ = 4400 °С. Так как γ = 0, то в соответствии с равенствами (348) (В.М. 6/11, с. 72) u = 1. По формуле (349) (В.М. 6/11, с. 72) находим $k_с$ = 2,732. Далее по формулам (350)—(365) (В.М. 6/11, с. 72, 73) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}431 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 1{,}414 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 1{,}178 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 1{,}610 \times 10^{-3}$ м; L = 0,211; $k_{tс,з}$ = 0,741; $k_{д.с}$ = 0,703; n = 0,439; m = 1,092; $I_{ср,п}$ = 2,224; $n_з$ = 2,357; $m_з$ = 2,560; $I_{ср,з}$ = 5,130; K = 0,0185; $k_{tс,п}$ = 0,745; $k_{tр,з}$ = 0,828; $F_t = 0{,}883 \cdot 10^{-6}$ °С/Па = 0,883 °С/МПа; T = 1168 °С. Сравнивая найденную расчетную тем-

Таблица 26

Расчетные и экспериментальные температуры резания жаропрочного сплава ХН77ТЮР резцом из сплава ВК8 (t_r = 1 мм, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1800 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,15	5	430	410	4,7
	10	557	530	4,8
	15	641	640	0,2
	20	706	730	3,4
	25	758	800	5,5
	30	803	860	7,1
	35	842	910	8,0
0,21	5	485	460	5,1
	10	617	590	4,4
	15	704	700	0,6
	20	770	770	0,0
	25	823	850	3,2
	30	869	910	4,8
	35	908	960	5,7
0,30	5	548	510	7,0
	10	687	640	6,9
	15	777	730	6,1
	20	845	800	5,3
	25	900	880	2,2
	30	946	940	0,7
	35	987	1020	3,4
0,42	5	613	560	8,7
	10	758	700	7,7
	15	852	800	6,1
	20	922	880	4,6
	25	979	960	1,9
	30	1027	1040	1,3
	35	1069	1120	4,8
0,61	5	691	630	8,8
	10	843	770	8,7
	15	941	870	7,5
	20	1014	950	6,3
	25	1074	1030	4,1
	30	1124	1110	1,3
	35	1168	1190	1,9

Таблица 27

Расчетные и экспериментальные температуры резания жаропрочного сплава ХН70ВМТЮ резцом из сплава Т15К6 (t_r = 1 мм, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 2000 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,12	5	463	500	7,9
	10	601	660	9,8
	15	692	760	9,8
	20	762	830	8,9
0,21	5	560	570	1,8
	10	707	720	1,8
	15	803	820	2,2
	20	874	890	1,8
0,30	5	632	630	0,2
	10	786	780	0,7
	15	884	880	0,5
	20	957	950	0,8
0,42	5	705	690	2,2
	10	866	840	3,0
	15	968	940	2,9
	20	1044	1010	3,2
0,60	5	789	750	5,0
	10	958	900	6,1
	15	1064	1000	6,0
	20	1143	1070	6,4

Таблица 28

Расчетные и экспериментальные температуры резания жаропрочного сплава ХН70ВМТЮ резцом из сплава ВК8 (t_r = 1,5 мм, $S_{об}$ = 0,3 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 2000 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
4	560	530	5,4
6	643	650	1,1
10	756	800	5,9
14	836	915	9,5

пературу резания с экспериментальной, находим расхождение δ = 1,9 %.

Сопоставим экспериментальные данные табл. 27 и 28, установленные при точении одного и того же материала ХН70ВМТЮ с одними и теми же параметрами резания $S_{об}$ = 0,3 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм (небольшую разницу глубин t_r резания можно не принимать во внимание, так как, если, например, данные табл. 27 при v = 15 м/мин пересчитать, приняв t_r = 1,5 мм вместо t_r = 1 мм, то вместо T = 884 °С получим T = 886 °С, т. е. значение температуры увеличилось всего на 2 °С). В. В. Цоцхадзе при точении минералокерамическим резцом из сплава Т15К6 со скоростью v = 15 м/мин получил (см. табл. 27) экспериментальную температуру резания $T_э$ = 880 °С (здесь расчетная температура T = 884 °С выше экспериментальной). В соответствии с общеизвестными закономерностями можно ожидать, что при точении твердосплавным резцом из сплава ВК8 да еще с меньшей скоростью v = 14 м/мин температура резания будет заметно ниже. Однако А. И. Белоусов при этих же параметрах (табл. 28) получил экспериментальную температуру резания $T_э$ = 915 °С, т. е. не только не ниже, но даже на 35 °С выше (здесь расчетная температура T = 836 °С, удовлетворяющая общеизвестным закономерностям, оказалась ниже экспериментальной). Это еще раз подтверждает, что экспериментальные значения температуры резания, получаемые косвенным путем с помощью термопар, могут быть не очень точными.

В табл. 30÷33 расчетные данные сопоставлены с экспериментальными, приведенными в работе [7, с. 79. табл. 13, 14; с. 81, табл. 18, 19]. Напряжение текучести высоколегированной стали Х13 взято из справочника [8, с. 108, рис. 5.26], стали 30ХГСА, закаленной и отпущенной при температуре $T_{отп}$ = 300 °С, — из справочника [5, с. 67, рис. 87], алюминиевого сплава АмгМ — из справочника [5, с. 81, рис. 165], холоднокатаной меди — из справочника [8, с. 146, рис. 5.145-а]. В табл. 6

Таблица 29

Расчетные и экспериментальные температуры резания жаропрочного сплава ХН77ТЮР резцом из сплава Т15К6 (t_r = 1,5 мм, γ = 5°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1800 МПа)

$S_{об}$, мм/об	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,11	8	492	450	8,6
	12	572	610	6,7
	18	659	710	7,8
0,21	8	598	640	6,9
	12	683	740	8,4
	18	774	840	8,6
0,30	8	668	710	6,3
	12	756	800	5,8
	18	850	920	8,3

Таблица 30

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали Х13 резцом из сплава Т15К6 (t_r = 1,5 мм, $S_{об}$ = 0,2 мм/об, γ = 5°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1600 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
20	620	600	3,2
40	747	750	0,5
80	884	890	0,7
130	986	1000	1,4

Таблица 31

Расчетные и экспериментальные температуры резания закаленной и отпущенной при $T_{отп}$ = 300 °С стали 30ХГСА резцом из сплава Т15К6 (t_r = 1,5 мм, $S_{об}$ = 0,2 мм/об, γ = 5°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 1600 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
40	664	600	9,6
80	791	820	3,6
110	854	910	6,6

Таблица 32

Расчетные и экспериментальные температуры резания алюминиевого сплава АМгМ резцом из стали Р18 (t_r = 3,5 мм, $S_{об}$ = 0,2 мм/об, γ = 20°, α = 10°, φ = 79°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 320 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
50	143	150	4,8
100	179	180	0,6
200	219	220	0,3
300	245	240	2,2
400	265	265	0,0

Таблица 33

Расчетные и экспериментальные температуры резания холоднокатаной меди резцом из сплава Т15К6 (t_r = 1,5 мм, $S_{об}$ = 0,2 мм/об, γ = 5°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,15 мм, σ_s = 800 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
9,6	117	110	5,8
20	158	155	2,1
38	203	202	0,5
100	285	300	5,2

(В.М. 5/11, с. 60) нет данных для стали Х13 и тепловые характеристики взяты для близкой по составу стали 2Х13.

Примеры расчета данных, приведенных в табл. 32 и 33.

Пример 10. Вычислить температуру резания при точении алюминиевого сплава АМгМ резцом из стали Р18 с параметрами: t_r = 3,5 мм; $S_{об}$ = = 0,2 мм/об; γ = 20°; α = 10°; φ = 79°; l_3 = 0,15 мм; σ_s = 320 МПа; v = 50 м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э$ = 150 °С (первая строка табл. 32).

Решение. Представляем размерные исходные параметры расчета в базовых единицах системы СИ: $t_r = 3{,}5 \cdot 10^{-3}$ м, $S_{об} = 0{,}2 \cdot 10^{-3}$ м/об, $l_3 = 0{,}15 \times \times 10^{-3}$ м, v = 0,833 м/с. Для материалов резца и заготовки находим в табл. 6: $\lambda_р$ = 27,2 Вт/(м · °С), λ = 188,4 Вт/(м · °С), $c\rho = 2{,}94 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С), $a = 0{,}641 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав}$ = 1300 °С. Так как $\gamma > 0$, то в соответствии с равенствами (348) u = 1. По формуле (349) находим $k_с$ = 2,043. Далее по формулам (350)—(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}196 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 3{,}566 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}427 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 0{,}597 \times \times 10^{-3}$ м; L = 0,923; $k_{tс,з}$ = 0,395; $k_{д.с}$ = 0,351; n = 2,984; m = 3,147; $I_{ср.п}$ = 5,591; $n_з$ = 11,885; $m_з$ = 11,927; $I_{ср.з}$ = 8,338; K = 0,0024; $k_{tс,п}$ = 0,976; $k_{tр,з}$ = 0,977; $F_t = 0{,}503 \cdot 10^{-6}$ °С/Па = 0,503 °С/МПа; T = 143 °С. Сравнив расчетную температуру резания с экспериментальной, находим расхождение δ = 4,8 %.

Пример 11. Вычислить температуру резания при точении холоднокатаной меди резцом из сплава Т15К6 с параметрами: t_r = 1,5 мм; $S_{об}$ = 0,2 мм/об; γ = 5°; α = 10°; φ = 45°; l_3 = 0,15 мм; σ_s = 800 МПа; v = 100 м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э$ = 300 °С (последняя строка табл. 33).

Решение. Представляем размерные исходные параметры расчета в базовых единицах системы СИ: $t_r = 1{,}5 \cdot 10^{-3}$ м, $S_{об} = 0{,}2 \cdot 10^{-3}$ м/об, $l_3 = 0{,}15 \times \times 10^{-3}$ м, v = 1,667 м/с. Для материалов резца и заготовки находим из табл. 6: $\lambda_р$ = 27,2 Вт/(м · °С), λ = 361 Вт/(м · °С), $c\rho = 3{,}65 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С), $a = 0{,}99 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав}$ = 2000 °С. Так как γ = 5°, то в соответствии с равенствами (348) u = 1. По формуле (349) находим $k_с$ = 2,583. Далее по формулам (350)—(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}141 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 2{,}121 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}367 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 0{,}507 \times \times 10^{-3}$ м; L = 1,044; $k_{tс,з}$ = 0,366; $k_{д.с}$ = 0,324; n = 2,093; m = 2,320; $I_{ср.п}$ = 4,900; $n_з$ = 7,071; $m_з$ = 7,141; $I_{ср.з}$ = 7,302; K = 0,0014; $k_{tс,п}$ = 0,980; $k_{tр,з}$ = 0,985; $F_t = 0{,}416 \cdot 10^{-6}$ °С/Па = 0,416 °С/МПа; T = 285 °С. Сравнив расчетную температуру резания с экспериментальной, находим расхождение δ = 5,2 %.

В табл. 34÷37 расчетные данные сопоставлены с экспериментальными, приведенными в работе [3, с. 76, рис. 57; с. 74, рис. 54; с. 243, рис. 162]. Напряжение текучести жаропрочного сплава ХН51ВМТЮКФР определено с учетом напряжения текучести сплава σ_s = 2000 МПа ХН70ВМТЮ и данных работы [3, с. 49, табл. 4], согласно которым предел текучести сплава ХН51ВМТЮКФР в 1,1 раза больше предела текучести сплава ХН70ВМТЮ.

Известно, что раскаленная сковорода под интенсивной струей холодной воды остывает практически мгновенно, т. е. ее температура уменьшается во много раз. Однако даже высоконапорная подача смазочно-охлаждающей жидкости в зону резания

Таблица 34

Расчетные и экспериментальные температуры резания жаропрочного сплава ХН77ТЮР резцом из сплава ВК8 (t_r = 0,25 мм, $S_{об}$ = 0,09 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1800 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
20	595	600	0,8
30	690	690	0,0
40	763	770	0,9
50	823	825	0,2
60	875	870	0,6
70	920	905	1,6
80	960	930	3,1

Таблица 35

Расчетные и экспериментальные температуры резания жаропрочного сплава ХН77ТЮР резцом из сплава ВК8 (t_r = 0,5 мм, $S_{об}$ = 0,08 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1800 МПа)

Точение	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
Сухое	10	451	470	4,2
	20	594	590	0,7
	30	690	670	2,9
	40	764	740	3,1
	50	824	800	2,9
	60	876	860	1,8
	70	922	910	1,3
С СОЖ	10	412	390	5,3
	20	538	500	7,1
	30	623	580	6,9
	40	688	650	5,5
	50	742	710	4,3
	60	788	770	2,3
	70	828	820	1,0

Таблица 36

Расчетные и экспериментальные температуры резания жаропрочного сплава ХН51ВМТЮКФР резцом из сплава ВК8 (t_r = 0,5 мм, $S_{об}$ = 0,09 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 2200 МПа)

Точение	v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
Сухое	10	558	600	7,5
	15	652	690	5,9
	20	724	760	5,0
	25	783	820	4,7
	30	834	870	4,3
	35	878	910	3,6
	40	918	940	2,4
С СОЖ	10	512	510	0,4
	15	595	600	0,8
	20	659	670	1,6
	25	712	730	2,5
	30	757	780	3,0
	35	797	820	2,9
	40	832	850	2,2

не приводит к многократному снижению температуры резания (она снижается на 40—90 °С). Исходя из постоянства предела прочности, А. Н. Резников объясняет столь небольшое снижение температуры тем, что из-за высоких скоростей движения стружки скорость теплоотдачи в охлаждающую среду оказывается недостаточной [2, с. 226; 9, с. 214]. Но проведенные нами теоретические исследования с решением задачи об обратной связи переменного напряжения текучести с температурой резания позволяют дать другое и, как нам кажется, более основательное объяснение сравнительно невысокого снижения температуры при интенсивном применении СОЖ.

Снижение температуры резания при использовании СОЖ может происходить по трем основным причинам: 1) вследствие охлаждающего конвективного теплообмена; 2) из-за охрупчивания обрабатываемого материала при охлаждении, облегчающего его разрушение в зоне резания; 3) в результате снижения коэффициента контактного трения.

Первые две причины связаны с охлаждением. Но в результате охлаждения повышается напряжение текучести обрабатываемого материала, что автоматически приводит к соответствующему росту температуры резания, компенсирующему в значительной мере действие охлаждающей среды. Проще говоря, чем холоднее становится обрабатываемый материал, тем труднее его резать, тем больше сил и энергии требуется для резания, что и приводит к повышению тепловыделения. Поэтому часто СОЖ заметно не влияет на интенсивность изнашивания инструмента и даже может снижать его стойкость [3, с. 242].

Таким образом, для повышения стойкости инструмента значительно более эффективным оказывается снижение температуры не зоны резания, а самого инструмента, например подачей охлаждающей жидкости в специальные каналы внутри инструмента [9, с. 214, 215].

Учитывая вышеизложенное, при выполнении расчетов предлагаем считать, что охлаждение, вызванное первой и второй причинами, компенсируется повышением температуры в результате увеличения напряжения текучести обрабатываемого материала. Поэтому в расчетах будем учитывать только третью причину — снижение коэффициента контактного трения. Приемлемость такого подхода подтверждают данные табл. 35, 36.

По поводу экспериментальных данных, приведенных табл. 26, 27, в работе [3, с. 242] указано, что в качестве СОЖ применяли эмульсии Э2 и ОМЭА, которые одинаково снижали температуры резания. При этом было установлено, что эти эмульсии снижают коэффициент трения по сплаву ХН77ТЮР в 1,21 раза (т. е. вместо используемых нами в расчетах для сухого резания максимальных коэффициентов трения $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0{,}5$ с указанными СОЖ следует применять $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0{,}4$).

Примеры расчета данных, приведенных в табл. 35 и 36.

Пример 12. Вычислить температуру резания при точении с применением СОЖ жаропрочного

Таблица 37

Расчетные и экспериментальные температуры резания жаропрочного сплава ХН51ВМТЮКФР резцом из сплава ВК8 (t_r = 0,5 мм, $S_{об}$ = 0,09 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 2200 МПа)

v, м/мин	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
10	558	550	1,4
15	652	640	1,8
20	724	710	1,9
25	783	770	1,7
30	834	820	1,7
35	878	865	1,5
40	918	900	2,0

сплава ХН77ТЮР резцом из сплава ВК8 с параметрами: t_r = 0,5 мм; $S_{об}$ = 0,08 мм/об; γ = 0°; α = 10°; φ = 45°; l_3 = 0,3 мм; σ_s = 1800 МПа; v = 70 м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э$ = 820 °С (последняя строка табл. 35).

Решение. Представляем размерные исходные параметры расчета в базовых единицах системы СИ: $t_r = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м, $S_{об} = 0{,}08 \cdot 10^{-3}$ м/об, $l_3 = 0{,}3 \times 10^{-3}$ м, v = 1,167 м/с. Для материалов резца и заготовки находим в табл. 6: $\lambda_р$ = 54,4 Вт/(м · °С), λ = 19,7 Вт/(м · °С), $c\rho = 4{,}8 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С), $a = 0{,}041 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав}$ = 4400 °С. Так как γ = 0, то в соответствии с равенствами (348) u = 1. С учетом использования СОЖ принимаем $\mu = \mu_1 = \mu_2$ = 0,4. По формуле (347) находим $k_с$ = 2,362. Далее по формулам (350)—(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}057 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 0{,}707 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}134 \times 10^{-3}$ м; $l_п = 0{,}190 \cdot 10^{-3}$ м; L = 0,383; $k_{tс,з}$ = 0,611; $k_{д.с}$ = 0,566; n = 1,859; m = 2,111; $I_{ср.п}$ = 4,672; $n_з$ = 1,179; $m_з$ = 1,546; $I_{ср.з}$ = 3,819; K = 0,0131; $k_{tс,п}$ = 0,762; $k_{tр,з}$ = 0,835; $F_t = 0{,}567 \cdot 10^{-6}$ °С/Па = = 0,567 °С/МПа; T = 828 °С. Сравнив расчетную температуру резания с экспериментальной, находим расхождение δ = 1,0 %.

Пример 13. Вычислить температуру резания при точении с применением СОЖ жаропрочного сплава ХН51ВМТЮКФР резцом из сплава ВК8 с параметрами: t_r = 0,5 мм; $S_{об}$ = 0,09 мм/об; γ = 0°; α = 10°; φ = 79°; l_3 = 0,3 мм; σ_s = 2200 МПа; v = 40 м/мин, и сравнить ее с экспериментальным значением $T_э$ = 850 °С (последняя строка табл. 36).

Решение. Представляем размерные исходные параметры расчета в базовых единицах системы СИ: $t_r = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}09 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}15 \times 10^{-3}$ м; v = 0,667 м/с. Для материалов резца и заготовки находим в табл. 6 (так как данных для сплава ХН51ВМТЮКФР в табл. 6 нет, то возьмем данные для сплава ХН77ТЮР): $\lambda_р$ = 54,4 Вт/(м · °С); λ = 19,7 Вт/(м · °С), $c\rho = 4{,}8 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С); $a = 0{,}041 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав}$ = 4400 °С. Так как γ = 0, то в соответствии с равенствами (348) u = 1. С учетом использования СОЖ принимаем $\mu = \mu_1 = \mu_2$ = 0,4. По формуле (347) находим $k_с$ = 2,362. Далее по формулам (350)—(365) последовательно вычисляем: $h_1 = 0{,}064 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 0{,}707 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}150 \times 10^{-3}$ м; $l_п = 0{,}214 \cdot 10^{-3}$ м; L = 0,478; $k_{tс,з}$ = 0,558; $k_{д.с}$ = 0,511; n = 1,652; m = 1,931; $I_{ср.п}$ = 4,447; $n_з$ = 1,179; $m_з$ = 1,546; $I_{ср.з}$ = 3,819; K = 0,0173; $k_{tс,п}$ = 0,710; $k_{tр,з}$ = 0,793; $F_t = 0{,}466 \cdot 10^{-6}$ °С/Па = = 0,466 °С/МПа; T = 832 °С. Сравнивая найденную расчетную температуру резания с экспериментальной, находим расхождение δ = 2,2 %.

Несколько большие расхождения расчетных T и экспериментальных $T_э$ температур в верхней части табл. 36, относящейся к сухому точению, вероятно, обусловлены естественным разбросом экспериментальных данных. Для тех же самых условий в другом месте работы [3, с. 130, рис. 92] А. Д. Макаров приводит несколько иные опытные данные, причем прямо указывает в тексте, что при скорости v = 10 м/мин температура резания $T_э$ = 550 °С. Наглядное сопоставление расчетной температуры с этими экспериментальными данными представлено в табл. 37.

В табл. 38 сопоставлены теоретические и экспериментальные температуры резания, возникающие при точении стали 12Х18Н9Т при разной подаче [3, с. 10, рис. 3].

Сравнительный анализ данных показал, что сходимость теоретических и экспериментальных значений температуры резания во всех случаях достаточно высока.

Таблица 38

Расчетные и экспериментальные температуры резания стали 12Х18Н9Т резцом из сплава ВК8 (t_r = 2,8 мм, v = 72 м/мин, γ = 15°, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,6 мм, σ_s = 1300 МПа)

$S_{об}$, мм/об	T, °С	$T_э$, °С	δ, %
0,2	841	880	4,6
0,3	883	905	2,5
0,4	922	930	0,8
0,5	958	940	1,9
0,6	991	950	4,2

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.
2. **Резников А. Н.** Теплофизика резания. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.
3. **Макаров А. Д.** Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976. 278 с.
4. **Кривоухов В. А., Чубаров А. Д.** Обработка резанием титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1970. 180 с.
5. **Кроха В. А.** Кривые упрочнения металлов при холодной деформации. М.: Машиностроение, 1968. 131 с.
6. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.
7. **Тепловые** явления и обрабатываемость резанием авиационных материалов / А. И. Белоусов, П. И. Бобрик, А. З. Рахман-заде и др. // Тр. МАТИ. № 64. М.: Машиностроение, 1966. 179 с.
8. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации: Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.
9. **Резников А. Н., Резников Л. А.** Тепловые процессы в технологических системах. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.

УДК 621.91

С. Г. ЕМЕЛЬЯНОВ, д-р техн. наук, Е. И. ЯЦУН, канд. техн. наук, А. И. РЕМНЕВ, д-р техн. наук (Юго-западный ГУ, г. Курск), С. В. ШВЕЦ, канд. техн. наук (Сумский ГУ, Украина), e-mail: mtio@kurskstu.ru

Механизм стружкозавивания при резании металлов[1]

Рассматривается процесс стружкозавивания при резании металлов. Предложен метод определения размеров застойной зоны на вершине резца при резании по геометрическим параметрам стружки.

Ключевые сова: резание, стружка, деформация, изгиб, скольжение, застойная зона.

The chip-twisting process at cutting of metals is considered. A method for determining the size of a stagnation zone on the top of the tool at cutting regarding geometrical parameters of chip is proposed.

Keywords: cutting, chip, deformation, bend, sliding, stagnant zone.

Процесс стружкозавивания связан с механизмом стружкообразования [1, 2] и отражает физику процесса обработки, обусловливая перемещения при образовании стружки. Четкое представление о механизме стружкозавивания позволяет оптимизировать процесс дробления стружки. Стружкозавивание связано с напряженным состоянием прирезцового слоя стружки. Однако сам процесс противоречит основным положениям механики деформирования.

Известно, что очаг деформации, созданный на поверхности тонкого листа металла, вызывает его коробление с той стороны поверхности, которая испытывает силовое воздействие. При стружкообразовании все наоборот — стружка закручивается в обратную сторону от поверхности лезвия. Поэтому данный процесс нельзя связывать с реакцией металла на деформирование, он зависит от геометрических параметров траектории движения стружки по передней поверхности лезвия.

Рассмотрим расчет наружного радиуса стружки (рис. 1). Начало образования элемента стружки, т. е. местонахождение передней поверхности лезвия, — $A_{\gamma 1}$; окончание — $A_{\gamma 3}$. Для упрощения принимаем передний угол $\gamma = 0$.

Граница между застойной зоной на передней поверхности лезвия и стружкой (кривая *ls*) — одна из линий скольжения, которая образуется при сжатии металла. Эту линию можно аппроксимировать дугой окружности с центром в точке O_1. Если поверхность застойной зоны *ls* плавно переходит в поверхность лезвия ($A_{\gamma 1}$) в точке *l*, то передняя поверхность — касательная в этой точке к окружности с центром O_1, проходящей через точки *l* и *s*. Условие касания позволяет определить единственную окружность, проходящую через точку s и крайнюю точку *l* подножия застойной зоны в системе координат *XOY* (начало данной системы совпадает с вершиной лезвия, ось *OX* направлена по движению лезвия). Уравнение данной окружности имеет вид [3]:

$$(x - x_1)^2 + (y - y_1)^2 = R^2, \qquad (1)$$

где x_1, y_1 — координаты центра O_1; R — радиус окружности.

Координата y_1 соответствует длине подножия застойной зоны на передней поверхности лезвия: $y_1 = L$. Координаты x_1 получим, сравнивая отрезки lO_1 [(0, L); (x_1, L)] и sO_1 [(H, 0); (x_1, L)]. Здесь H — высота застойной зоны. Тогда:

$$\sqrt{(x_1 - H)^2 + (L - 0)^2} = \sqrt{(x_1 - 0)^2 + (L - L)^2},$$

$$x_1 = \frac{H^2 + L^2}{2H}. \qquad (2)$$

Из рис. 1 видно, что радиус окружности равен координате x_1, т. е. справедливо выражение

$$R = (H^2 + L^2)/(2H). \qquad (3)$$

В момент скалывания плоскость *sc*, линия *ls* принадлежат и застойной зоне, и элементу стружки (*lsc*). Однако при дальнейшем движении элемента по поверхности скалывания между поверхностью застойной зоны и поверхностью стружки может об-

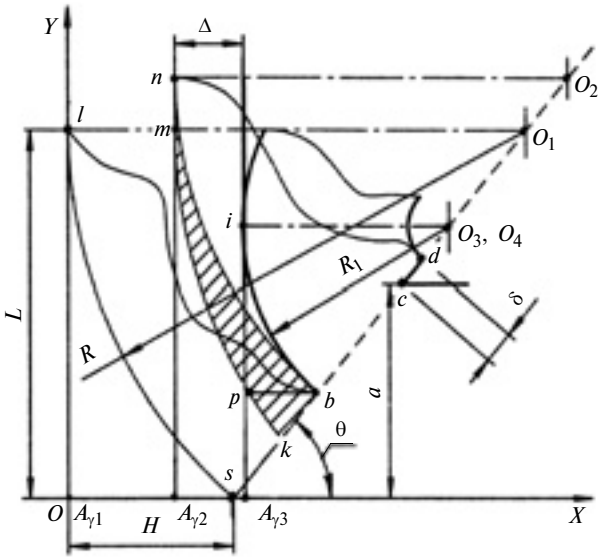


Рис. 1. Параметры элементов стружки при ее движении по плоскости скалывания

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента Российской Федерации для ведущих Российских научных школ — НШ-3266.2010.8.

разоваться зазор (*kpmnb*). Это возможно, если элемент, не изменяя свою форму, будет двигаться по плоскости *sc* (*nbd*), а застойная зона при прямолинейно-поступательном движении вместе с лезвием ($A_{\gamma 2}$) перейдет в положение *mpk*.

Абсолютно жесткой стружки не может быть, она дополнительно изгибается лезвием или во время движения по плоскости скалывания, или при окончательном фиксировании элемента на этой поверхности, т. е. зазор *knb* полностью исчезает только при дополнительной деформации изгибом. При этом создается окончательная форма стружки (*ibd*).

Однако не может быть идеальных условий для создания плотного контакта между поверхностями застойной зоны и стружки. Рассмотренный механизм взаимодействия этих поверхностей может быть одной из причин разрывов между застойной зоной и стружкой, которые видны на микрошлифах корней стружки [4—10]. В. Ф. Бобров отмечал, что между наростом, стружкой и поверхностью резания появляются зазоры [5]. Следовательно, стружкозавивание зависит от кривизны траектории ее движения вдоль лезвия и дополнительного изгиба во время сдвига элемента по плоскости скалывания.

Величину сдвига элемента можно определить по формуле

$$\delta = \frac{\eta}{100} aK, \tag{4}$$

где η — относительный сдвиг с учетом толщины стружки; a — толщина срезаемого слоя; K — коэффициент усадки стружки.

Перемещение δ точки c в положение d (без дополнительного изгиба стружки) означает изменение координаты центра окружности, которая очерчивает дугу *nb*.

Новые координаты центра окружности (точка O_2) находим по формулам $x_2 = x_1 + \delta\cos\theta$, $y_2 = y_1 + \delta\sin\theta$, где θ — угол поверхности скалывания.

Учитывая выражения (2), запишем:

$$x_2 = (H^2 + L^2)/(2H) + \delta\cos\theta, \quad y_2 = L + \delta\sin\theta. \tag{5}$$

Наибольшее расстояние между поверхностями *mk* и *nb* обозначим через Δ, тогда $\Delta = pb$. Этот же отрезок можно определить как разность координат его крайних точек по оси X:

$$\Delta = x_b - x_p. \tag{6}$$

Тогда

$$x_b = H + \delta\cos\theta. \tag{7}$$

Найдем значение x_p. Согласно формуле (1), учитывая выражения (2) и (3), уравнение окружности, которой принадлежит дуга *mk*, имеет вид: $(x - (R - \cos\theta))^2 + (y - L)^2 = R^2$, или

$$x^2 - 2x(R + \delta\cos\theta) + 2R\delta\cos\theta + \delta^2\cos^2\theta + \\ + y^2 - 2Ly + L^2 = 0. \tag{8}$$

Если $y_p = y_b = \delta\sin\theta$, то, подставив формулу (3) в выражение (8), получим уравнение

$$x_p^2 - 2x_p\left(\frac{H^2 + L^2}{2H} + \delta\cos\theta\right) + \frac{H^2 + L^2}{H}\delta\cos\theta + \\ + \delta^2 - 2L\delta\sin\theta + L^2 = 0. \tag{9}$$

Введем обозначения:

$$\left.\begin{aligned} A &= -\left(\frac{H^2 + L^2}{H} + 2\delta\cos\theta\right); \\ B &= \frac{H^2 + L^2}{H}\delta\cos\theta + \delta^2 - 2L\delta\sin\theta + L^2. \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

Тогда уравнение (9) примет вид квадратного уравнения: $x_p^2 + Ax_p + B = 0$, решив которое, получим: $x_{p1,2} = -\frac{A}{2} \pm \sqrt{\frac{A^2}{4} - B}$. Из двух корней уравнения подходит с меньшим значением, т. е. та точка пересечения окружности (которой принадлежит дуга *mk*) с прямой, проходящей параллельно оси OX через точку p, которая ближе к оси OY.

Следовательно

$$x_p = A/2 - \sqrt{A^2/4 - B}. \tag{11}$$

Подставив уравнение (7) и (11) в уравнение (6), получим:

$$\Delta = H + \delta\cos\theta + A/2 + \sqrt{A^2/4 - B}. \tag{12}$$

Чтобы не создавался зазор *kpmnb*, криволинейная поверхность *nb* дополнительно изгибается на величину Δ (передняя поверхность лезвия переходит из положения $A_{\gamma 2}$ в положение $A_{\gamma 3}$) — получим поверхность *ib* радиуса $R_1 < R$.

Изгиб поверхности стружки (*nb*) осуществляется передней поверхностью ($A_{\gamma 2}$) относительно точки b. Потому линейные и угловые перемещения в точке b равны нулю [6], это означает, что касательная к окружности радиуса R_1, проведенная через точку b, совпадает с касательной к окружности радиуса R в той же точке, т. е. центры O_2 и O_3 этих окружностей находятся на одной линии bO_2 (рис. 2), поэтому $R_1 = R - \Delta - (R - R_1)\cos\theta$.

Следовательно,

$$R_1 = R - \frac{\Delta}{1 - \cos\theta}. \tag{13}$$

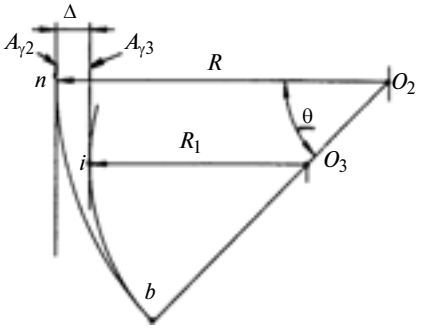


Рис. 2. Расчетная схема радиуса стружки после ее изгиба передней поверхностью лезвия

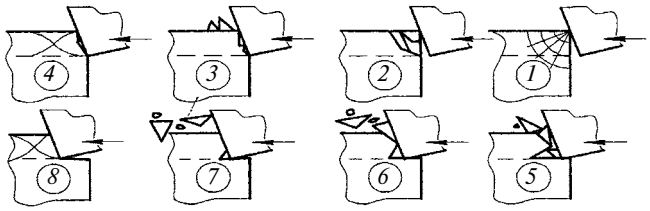


Рис. 3. Последовательность событий при резании хрупких материалов без деформаций изгиба

Угол θ (см. рис. 1) равен lO_1s и определяется выражением

$$\theta = 2\mathrm{arctg}\frac{H}{L}. \qquad (14)$$

Так как средняя толщина стружки при установившемся резании не меняется, то ее наружная поверхность очерчивается окружностью радиуса $R_2 < R_1$, центр O_4 которой совпадает с центром O_3. Следовательно, точки b, O_2, O_1, O_4 находятся на одной линии, которая определяет положение плоскости скалывания (см. рис. 2).

Уравнения (4), (3), (10), (12)—(14) составляют модель стружкозавивания, т. е. математическую модель.

Аналитическое исследование математической модели показало влияние на радиус стружкозавивания различных факторов. Изменяя один из показателей при постоянных значениях остальных, например: a = 2 мм; K = 2; η = 10 %; H = 0,2 мм; L = 0,8 мм, строили функцию. Установлено, что увеличение показателей a, K, η приводит к уменьшению радиуса R_1. Однако влияние этих показателей незначительно. Это объясняется тем, что размеры застойной зоны не только влияют на скручивание, но и изменяют радиус R траектории движения стружки. Анализ напряженно-деформационных полей в зоне резания позволил установить влияние деформаций сжатия и изгиба, что уточняет последовательность событий при стружкообразовании (рис. 3).

При соприкосновении лезвия с металлом независимо от свойств обрабатываемых материалов у вершины лезвия происходит концентрация напряжений. Процесс врезания (начало резания) соответствует деформации сжатия. Моделирование процесса резания методом конечных элементов показал, что при дальнейшем развитии сжимающих усилий качественных изменений в деформационном поле не происходит. Увеличиваются только зона и степень пластических деформаций, и сжатие к стружкообразованию не приводит.

Концентрация напряжений у режущей кромки в зависимости от механических свойств материала приводит к следующему. Если материал обладает пластическими свойствами, то у вершины лезвия образуется пластическая зона; если преобладают упругие свойства, то материал разрушается, образуется трещина.

Пластическая область у вершины лезвия при сжатии преобразует остальной прилегающий к передней поверхности объем металла в упругопластическую "консоль". Трещина в хрупком металле также образует взаимодействующую с передней поверхностью лезвия "консоль". В любом случае, если силы, возникающие в зоне контакта металла с передней поверхностью инструмента, вызывают их смещение относительно друг друга, то возникают изгибные напряжения. Это подтверждает расчет (см. рис. 3).

Далее одновременные сжатие и изгиб в зависимости от прочностных и упругих свойств стружки вызывают разрушение. Возможны два варианта: по поверхности раздела, если преобладает деформация изгиба (рис. 4, зона *1*), при этом упругая и прочная стружка способствует отрыву металла припуска в месте ослабления концентраций напряжений, или стружка при изгибе разрушается у основания консоли, по этой поверхности происходит сдвиг (рис. 4, зона *2*).

При других равных условиях, чем больше размер пластической зоны, тем больше изгибающий момент стружки, т. е. имеет место простейший механизм рычага, поэтому необходимые для разрушения обрабатываемого материала силы могут быть меньше.

Таким образом, направленное разрушение при резании упруго-пластичных материалов возможно только при одновременном сжатии и изгибе. В зависимости от механических свойств стружки и схе-

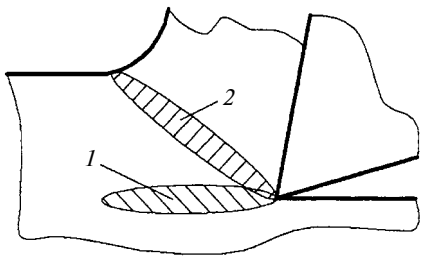


Рис. 4. Зоны возможных разрушений при резании

мы приложения сил преобладает тот или иной вид деформации. Если преобладает изгиб, то стружкообразование происходит при разрушении (отрыве) припуска вдоль поверхности резания. При недостаточной прочности консоли вместо отрыва металла припуска происходит ее разрушение у основания. Область этого разрушения известна как условная плоскость скалывания. Последующий сдвиг металла вдоль области разрушения и циклическое повторение этого приводят к образованию элементной стружки.

При обработке хрупких материалов после образования трещины у вершины лезвия незначительный изгиб консоли завершается изломом и образуется стружка надлома. Преобладание хрупкости (при отсутствии возможности перемещения материала вдоль передней поверхности) может привести к стружкообразованию и без изгиба. В этом случае после образования трещины у вершины лезвия образовавшийся элемент может разрушиться в результате сжимающих сил (см. рис. 4).

Описанные этапы стружкообразования (кроме отрыва упругопластической стружки) свидетельствуют о цикличности процесса.

В зависимости от комплекса свойств обрабатываемого материала реальное стружкообразование может представлять собой промежуточный процесс относительно трех рассмотренных вариантов протекания процесса обработки. Характеристики "пластичный" и "хрупкий" — относительные понятия. При хрупком разрушении наблюдаются пластические деформации, но и при разрушении пластичных материалов происходят процессы, свойственные хрупким материалам. Реальные материалы обладают и пластическими, и упругими свойствами. Кроме того, нестабильность процесса усугубляется анизотропией обрабатываемых материалов.

Механизм стружкообразования основан на взаимодействии деформаций сжатия, деформаций изгиба и перераспределении работы резания в пользу одного из видов деформаций в зависимости от свойств материала и условий контакта элементов системы.

Таким образом, радиус R_1 стружкозавивания определяется радиусом R ее траектории движения и дополнительным изгибом при скольжении по поверхности скалывания, поэтому всегда $R_1 < R$.

Основными факторами стружкозавивания являются высота H и длина L подножья застойной зоны. Они зависят от радиуса траектории движения стружки вдоль передней поверхности и влияют на дополнительный изгиб при смещении ее по поверхности скалывания. Следовательно, стружкозавивание зависит от свойств обрабатываемого материала при резании, скорости резания и формы передней поверхности лезвия.

Толщина a среза, коэффициент K усадки, относительное смещение η элементов стружки и угол θ

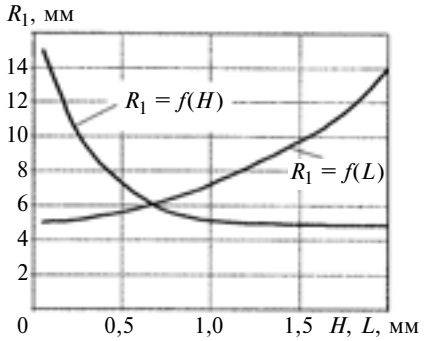


Рис. 5. Зависимости изменений радиуса R_1 стружкозавивания от высоты H и длины L подножия застойной зоны

скалывания влияют только на дополнительный изгиб. Определить влияние одного из факторов стружкообразования невозможно, так как изменение одного из них меняет и характеристики пластической деформации, т. е. показатели L и H. Так, канавки вдоль режущей кромки влияют на скручивание и дробление стружки, так как меняется радиус R (рис. 5).

Уравнения (3), (4), (10), (12)—(14) позволяют решать и обратную задачу, т. е. по наружному радиусу стружки и длине застойной зоны (длина контакта на передней поверхности) можно рассчитать высоту застойной зоны при резании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Зорев Н. Н.** Вопросы механики процесса резания металлов. М.: Машгиз, 1956. 368 с.
2. **Куфарев Г. Л.** Причины и механизм формирования стружки пластичных металлов в спирали различных типов: Прогрессивные технологические процессы в машиностроении. Томск: ТПУ, 1997. С. 34—40.
3. **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике. М.: Наука, 1973. 831 с.
4. **Армарего И. Дж., Браун Р. Х.** Обработка металлов резанием. М.: Машиностроение, 1977. 325 с.
5. **Бобров В. Ф.** Основы теории резания металлов. М.: Машиностроение, 1975. 344 с.
6. **Сторожев М. В., Попов Э. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.
7. **Резание** металлов и инструмент / Под ред. А. М. Розенберга. М.: Машиностроение, 1964. 227 с.
8. **Емельянов С. Г., Швец С. В., Ремнев А. И.** Расчет и моделирование геометрической составляющей параметров шероховатости поверхности при точении // Известия Курского ГТУ. 2008. № 3 (24). С. 84—89.
9. **Кудряшов Е. А., Яцун Е. И., Павлов Е. В.** Повышение эффективности работы инструментов из сверхтвердых материалов в сложных технологических условиях // Сб. трудов XVII междунар. науч.-техн. конф. "Машиностроение и техносфера XXI века", Т. 2. 2010. С. 51—55.
10. **Швец С. В., Ремнев А. И.** Обусловленная закономерность изменения характеристик процесса резания при точении // Известия Курского ГТУ. 2008. № 4(25). С. 8—13.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

В. И. ЗМИЕВСКИЙ, канд. техн. наук (ИПК "Машприбор" Роскосмоса, г. Королев), e-mail: zmievski@bk.ru

Основы создания Федеральной службы по аккредитации в России и рекомендации по использованию опыта других стран

Рассмотрены основные положения создания Федеральной службы по аккредитации в России и опыт национальных органов по аккредитации других стран, в частности, ФРГ.

Ключевые слова: Единая национальная система аккредитации, функции, контроль, сертификация.

The paper considers the basic principles of creating the Federal Service for accreditation in Russia and the experience of national accreditation bodies of other countries, particularly Germany.

Keywords: United National system of accreditation, functions, control, certification.

Согласно Указу Президента РФ № 86 от 24.01.2011 "О единой национальной системе аккредитации" в России создается Федеральная служба по аккредитации, на которую возлагаются функции по формированию единой национальной системы аккредитации и осуществлению контроля за деятельностью аккредитованных лиц. Новая служба будет находиться в ведении Министерства экономического развития (МЭР) РФ.

На МЭР РФ возлагаются функции по выработке и реализации государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере аккредитации:

а) органов по сертификации и испытательных лабораторий (центров), выполняющих работы по подтверждению соответствия (за исключением подтверждения соответствия оборонной продукции, поставляемой по государственному оборонному заказу или используемой в целях защиты сведений, составляющих государственную тайну);

б) граждан и организаций, привлекаемых органами государственного надзора к проведению мероприятий по контролю;

в) экспертов и экспертных организаций, привлекаемых федеральными органами исполнительной власти при осуществлении отдельных полномочий.

Федеральная служба по аккредитации будет осуществлять полномочия по аккредитации вышеуказанных органов по сертификации, испытательных лабораторий (центров), граждан и организаций, экспертов и экспертных организаций.

Правительству РФ поручено обеспечить проведение необходимых организационных мероприятий для реализации указа, исходя из необходимости поэтапной передачи полномочий федеральных органов исполнительной власти в сфере аккредитации до 1 января 2012 г.

Формирование единой национальной системы аккредитации должно быть основано на следующих принципах (выборка):

открытость и доступность правил аккредитации;

недопустимость совмещения полномочий единого национального органа РФ по аккредитации и полномочий учредителя;

недопустимость совмещения единым национальным органом РФ по аккредитации полномочий по аккредитации и полномочий по оценке соответствия;

единство правил аккредитации и обеспечение равных условий лицам, претендующим на получение аккредитации;

недопустимость ограничения конкуренции и создания препятствий для пользования услугами аккредитованных лиц;

создание условий для взаимного признания результатов оценки соответствия государствами — членами Таможенного союза в рамках Евразийского экономического сообщества, а также государствами — основными торговыми партнерами России.

Федеральная служба по аккредитации должна действовать на бесприбыльной основе, не участвовать в бизнес-структурах и не вести консультативной деятельности. Для учета требований заинтере-

сованных сторон при МЭР РФ предписывается создать Общественный Совет.

Концепция создания единой системы аккредитации одобрена правительством РФ 9 сентября 2010 г. Создание единой системы аккредитации предполагает объединение в один орган всех действующих на сегодняшний день в России отраслевых систем обязательной сертификации за исключением тех систем, которые касаются государственной безопасности и сфер, которые регулируются международными договорами. Основные цели создания единой системы — повышение прозрачности процедур сертификации, повышение степени защиты от опасной продукции, взаимное признание сертификатов на международном уровне и снижение цен за получение сертификатов. По данным МЭР РФ, доход от платных услуг одних только подведомственных структур Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека РФ (Роспотребнадзора) в 2009 г. составил ***12,5 млрд руб. (цена вопроса)***. Отмечается, что стоимость работ по сертификации является для бизнеса необоснованно высокой.

В 2011 г. планируется принять закон об аккредитации, который призван снять все ведомственные барьеры и разработать прозрачные правила аккредитации.

Следует отметить, что ***Европейское сообщество все вышеперечисленное проделало в 2009 г.*** на основании Предписания Совета и Правительства ЕС за № 765/2008 от 9 июля 2008 г. Последнее было подготовлено на основании 25-летнего опыта работы ЕС по актуализации требований к аккредитации и контролю рынка и устанавливает определяющие положения для национальных органов по аккредитации.

Целью Предписания являлось решение вопроса свободного движения товаров через границы для воздействия на конкурентоспособность и рост экономики в Европе. При этом ставились задачи повышения безопасности продукции и ответственности импортеров. Оно устанавливает правовые рамки для использования аккредитации в качестве гармонизирующего инструмента Европейского рынка. Предполагается, что правомерно применяемая в обращении продукция в одном государстве-участнике, несмотря на разные национальные предписания в каждом другом государстве-участнике, действует как разрешенная. В каждой стране ЕС на 01.01.2010 законом был создан единственный национальный орган по аккредитации, деятельность которого будет контролироваться Европейской организацией по аккредитации (ЕА), обеспечивающей равноценность аккредитующих органов. Согласно Предписанию он назначается государством и находится под его профессиональным, юридическим и финансовым надзором и в отношении своей деятельности по аккредитации выступает ***как орган власти***.

Ниже приводятся некоторые принципиальные, по мнению автора, выдержки из закона о национальном органе по аккредитации ФРГ от 31 июля 2009 г., опубликованного в Федеральном бюллетене законов № 51 (год издания 2009, Часть 1), изданного 6 августа 2009 г. и вступившего в силу с 7 августа 2009 г. В § 4 закона "Сотрудничество с другими органами власти" содержатся следующие положения:

1. Органам власти, которым на основании правового предписания как органам по оценке соответствия выдано право действовать как таковым, орган по аккредитации безотлагательно передает необходимую информацию об аккредитационной деятельности или мероприятиях, которые охватывает орган по аккредитации. Если органу по аккредитации предоставляются коммерческие тайны, то он защищает их конфиденциальность по отношению к третьим лицам.

2. Орган по аккредитации должен выдавать информацию упомянутым в п. 1 органам власти по их просьбе и производить перепроверку, если он информируется о недостатках относительно профессиональной компетентности органа по оценке соответствия.

3. При аккредитации для упомянутых в § 1 (абзац 2, предложение 2) областей орган по аккредитации принимает решение об аккредитации во взаимном согласии с органами власти, которые проводят экспертизу согласно § 2 (абзац 3).

В § 5 закона "Совет по аккредитации" приводятся требования к нему. Это далеко не "Общественный совет", существующий при Росстандарте. Его деятельность фактически полностью управляется и контролируется органами власти. Там записано:

1. При федеральном министерстве экономики и технологий создается Совет по аккредитации. Он консультирует и поддерживает федеральное правительство и орган по аккредитации в вопросах аккредитации.

2. Совет по аккредитации имеет, прежде всего, следующие задачи:

1) устанавливать общие или секторные правила, которые конкретизируют или дополняют требования, в частности, из правовых предписаний к органам по оценке соответствия;

2) устанавливать общие или секторные правила, которые конкретизируют или дополняют требования, в частности, из правовых предписаний, для деятельности по аккредитации;

3) содействовать использованию аккредитации как доверительного элемента оценки соответствия;

4) координировать немецкое представительство и позицию на заседаниях Европейской кооперации по аккредитации.

3. Федеральное министерство экономики и технологий публикует во взаимном согласии с профессионально заинтересованными Федеральными

министерствами установленные Советом по аккредитации правила согласно § 5 (абзац 2, номера 1 и 2) в федеральном указателе или в электронном федеральном указателе.

4. В состав Совета по аккредитации входят компетентные лица, в частности, из круга:

1) земель;

2) органов, которым на основании правового предписания выдают право действовать как органу по оценке соответствия;

3) органов по оценке соответствия;

4) экономики;

5) потребителей.

5. Федеральное министерство экономики и технологий назначает во взаимном согласии с упомянутыми в § 8 (абзац 1, номера 1; 3—7) Федеральными министерствами от 3 членов Совета по аккредитации и для каждого члена представителя. Число членов не должно превышать 15. Совет по аккредитации выбирает председательствующих или председателя из своих членов. Выбор председателя или председательствующих требует подтверждения федеральным министерствам экономики и технологий.

6. Высшие федеральные и земельные органы власти или определенные органы от них, а также органы по аккредитации имеют право участвовать в заседаниях Совета по аккредитации и быть выслушанными, а также заявлять пункты повестки дня и приносить совещательные документы.

7. ***Совет по аккредитации определяет порядок своей деятельности***, который требует согласования Федерального министерства экономики и технологий и упомянутых в § 8 (абзац 1, номера 1; 3—7) Федеральных министерств.

8. Совет по аккредитации создает секторные профессиональные Советы, которые направлены, в частности, на поддержку Советов по аккредитации при определении важных правил в соответствующих секторах согласно абзацу 2 (номера 1 и 2) и могут далее участвовать в подготовке решений по аккредитации, входя в составы профессиональных Советов, регулировать порядок делопроизводства согласно абзацу 7.

9. Дела Совета по аккредитации ведет Федеральная служба по исследованию и испытанию материалов.

Для бизнеса принципиальным является вопрос об оплате услуг. В § 7 закона "Пошлины (тарифы) и издержки" записано следующее:

"2. Федеральное министерство экономики и технологий уполномочивается после выслушивания управляющего Совета во взаимном согласии с Федеральным министерством финансов посредством юридического предписания, которое не требует согласия федерального совета, приближенно определять подлежащий оплате состав деятельности и издержки. При этом следует предусмотреть твердые и рамочные ставки. Ставки пошлин должны быть измерены (оценены) так, чтобы все связанные с официальными актами персональные и предметные издержки покрывались".

В § 9 закона "Надзор" регламентируется надзорная деятельность. Там записано:

1. Орган по аккредитации ***подчинен***, с сохранением всех прав на основании § 8 (абзац 1, номер 1) — точного определения надзора, соответственно ***компетентному Федеральному министерству***. Федеральные министерства исполняют надзор таким образом, что независимость и беспристрастность органа по аккредитации при решении об аккредитации остается удовлетворенной. Федеральные министерства могут осведомляться для соблюдения интересов их надзорной деятельности о делах органа по аккредитации в любое время, в частности, посредством запроса справок, сообщений и представления записей всякого рода, оспаривать противоправные мероприятия, а также требовать соответствующей помощи. Орган по аккредитации обязан сам проводить требуемые мероприятия на месте и за свой счет, ***не следуя указаниям или не в установленный срок***.

2. Служащие и прочие уполномоченные Федеральных министерств уполномочены в функциональные часы работы производственных и хозяйственных участков посещать, осматривать и проверять управленческие и производственные помещения субсидированных, если это требуется для выполнения их задач; основное право неприкосновенности квартиры (статья 13 основного закона) в этом отношении ограничивается. Предметы или коммерческие документы могут просматриваться в необходимом объеме и браться на хранение.

3. Федеральные министерства могут передавать надзор нижестоящему органу власти или Федеральному министерству экономики и технологий.

Дела Совета по аккредитации ФРГ ведет Федеральная служба по исследованию и испытанию материалов (БАМ). Указанная организация располагает полным комплектом документов, обеспечивающим реализацию закона (имеется информация по состоянию на 31.12.2009). В составе документов имеются структура с описанием всех ее элементов, руководство по качеству, устав Совета по аккредитации, определяющий порядок его работы, положение о комитете по техническим вопросам, квалификационные критерии для экспертов, программа обучения экспертов и др.

Рекомендация. В ФРГ выпущен закон о национальном органе по аккредитации и имеются все необходимые документы, обеспечивающие его практическую реализацию. Указанные документы доступны для ознакомления, их использование существенно сократит расходы и ускорит процесс создания Федеральной службы аккредитации в России.

УДК 658.5

В. К. ФЕДОРОВ, д-р техн. наук, С. А. АРХИПЦЕВ
(МАТИ—РГТУ им. К. Э. Циолковского),
e-mail: innovatika@mati.ru

Кооперация как фактор снижения рисков возникновения незавершенного производства в машиностроении

Рассмотрены принципы организации и управления кооперацией предприятий, проанализирована их целесообразность с целью снижения рисков незавершенного производства.

Ключевые слова: предприятия, кооперация, производственная логистика, технологические факторы, устойчивость производства.

The organization and management principles of cooperation among the enterprises have been considered, and their feasibility to reduce the risks of work-in-process origination has been analyzed.

Keywords: enterprises, cooperation, industrial logistics, processing factors, production stability.

Среди множества факторов, вызывающих рост незавершенного производства, приводящего к потере его ритмичности, финансовой устойчивости и т. п., наиболее опасными являются ошибки в методических подходах к организации кооперации [1]. Эти ошибки несопоставимы с ошибками в прогнозировании научно-технологических решений при выборе базовых моделей, типоразмерных рядов и т. д., но на практике могут оказаться весьма тяжелыми для организации производства. Поэтому необходимо тщательно подходить к выбору методических принципов построения и организации кооперации и управления ею.

Будем рассматривать основные принципы и подходы к организации кооперации как систему подключения предприятий-смежников (участников кооперации) к изготовлению сложных, комплексных изделий в заданных объемах, заданного качества, в строгом соответствии с планами производства, устанавливаемыми головным предприятием [2].

Существуют два вида организации кооперации: научно-техническая и технологическая кооперация, производственная кооперация. В первом случае в кооперацию вовлекаются как производственные, так и научные предприятия с целью решения всех проблем и задач производства сложных изделий новой техники на головном предприятии. При этом на основании технического задания (ТЗ) разрабатываются частные технические задания (ЧТЗ) на отдельные научные направления, изделия, сборочные единицы и др., изготовление которых поручается участникам кооперации. Работы проводятся в рамках главного графика и оперативно-календарных планов головного предприятия.

Радикальные ошибки при таком виде кооперации, по сути, невозможны, так как все работы выполняются по единому плану, а сбои по срокам становятся внутренними сбоями и в целом не угрожают головному предприятию.

Во втором случае в кооперацию вовлекаются производственные предприятия с целью выполнения по документации головного предприятия деталей и сборочных единиц разной сложности. При этом предприятия-смежники основывают выполнение планов на своих собственных производственных и технологических возможностях, кадровом потенциале, состоянии производственных фондов, собственной системе логистики и т. д. В эту отдельно функционирующую систему головному предприятию вмешаться практически невозможно (да и незачем). Поэтому, если на начальных этапах головным предприятием допущены ошибки в оценке технологических возможностей и состояния основных фондов смежника, то возникает потенциальная опасность сбоев производства ввиду низкого качества продукции или сбоев в производственной и сбытовой логистике участника кооперации.

Основными вопросами, решение которых позволит избежать сбоев в кооперации, являются следующие:

1) правильно ли выбрана структура кооперации для того или иного типа организации производства;

2) какие изделия целесообразно выполнять по кооперации, а какие — на собственных производственных мощностях;

3) какие предприятия (по виду и технологии) и как целесообразно задействовать в сложных системах кооперации;

4) нужны ли сквозные системы логистической поддержки производства или системы поставки "давальческого" сырья при организации кооперации;

5) каковы перспективы построения систем сквозного диспетчирования производства при организации кооперации;

6) какие социально-экономические связи должны быть при организации кооперации.

Очевидно, что решение этих вопросов направлено на исключение крупных сбоев (потери ритмичности или даже остановки производства на головном предприятии), приводящих к возникновению и, как следствие, резкому росту объемов незавершенного производства.

Понимание сути проблем, затронутых в этих вопросах, дает возможность определить те действия, которые позволят свести риски возникновения незавершенного производства, очевидно неизбежные при кооперации, к минимальным или вовремя разрешить эти проблемы.

На рис. 1 приведена схема организации производственной кооперации, обобщающая стратегию технологии и организации производства. Но, как видно из таблицы, организация кооперации целесообразна не для всех типов производств. С точки зрения ухода от рисков возникновения незавершенного производства по кооперации целесообразно выполнять детали и сборочные единицы общего назначения. Наиболее сложные и ответственные сборочные единицы, требующие применения уникальных технологий, выполнять по кооперации нецелесообразно, для их изготовления лучше использовать собственные производственные мощности.

Так, сбои в системе кооперации, которые возникли, например, из-за сбоев в системе производственной логистики или брака деталей, можно быстро устранить, используя резервные мощности головного предприятия, т. е. устранить ошибки логистики и в короткое время заменить забракованные детали (можно подключить для этого в качестве дублера новое предприятие, которое может стать участником кооперации).

Исключение составляет индивидуальное производство, которое связано с выполнением не просто разовых заказов и уникальных образцов, но чаще всего с ограниченными возможностями производственных мощностей. На таком предприятии целесообразнее выполнять сложные сборочные единицы и детали по кооперации. Также обстоит дело и с проведением специальных изме-

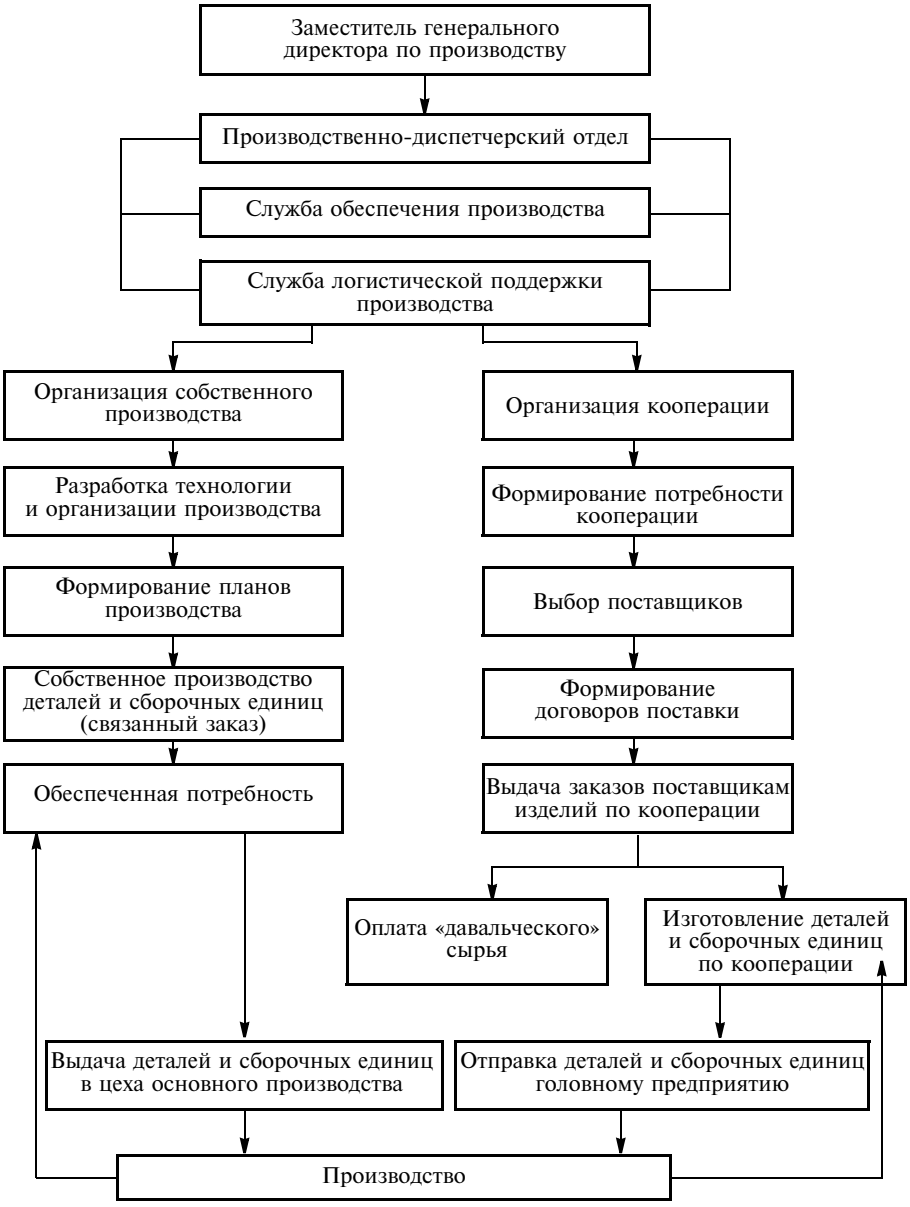


Рис. 1

Тип производства	Целесообразность кооперации	Виды изделий, для которых целесообразна кооперация
Индивидуальное	Нецелесообразна	Специальные измерения и испытания; изготовление уникальных сборочных единиц или деталей
Мелкосерийное	Целесообразна в отдельных случаях	Изготовление уникальных деталей и сборочных единиц, требующих применения дорогостоящего оборудования (кроме наиболее ответственных и сложных)
Серийное	Целесообразна	Изготовление деталей массового применения; изготовление сборочных единиц и агрегатов серийного применения (кроме наиболее ответственных и сложных)
Крупносерийное и массовое	Целесообразна	Изготовление всех деталей и сборочных единиц (кроме наиболее ответственных и сложных, требующих уникальных технологий)

рений и испытаний, требующих уникального оборудования.

Во всех других случаях можно широко развивать систему отраслевой и межотраслевой кооперации (изготовлять, например, печатные платы, гидравлические блоки, резинотехнические изделия, блоки управления, устройства отображения информации и т. п.). Причем это может быть кооперация по производству как простых изделий (жгутов, кабелей, прокладок, амортизаторов и др.), так и сложных сборочных единиц.

Безусловно, головное предприятие заинтересовано в том, чтобы предприятие, работающее с ним по кооперации, совершенствовало свою технологию, развивало производство, переоснащало основные фонды. В рамках системы кооперации должен быть обеспечен постоянный трансферт наукоемких технологий, что несомненно является главным условием исключения сбоев и образования незавершенного производства [3].

В качестве партнеров при образовании кооперации необходимо отдавать предпочтение специализированным производствам, выпускающим изделия по профилю, например печатные платы, детали, изготовляемые методами холодной штамповки или точного литья и т. п. Для кооперации подходят партнеры с широким диапазоном технологий, так как у них нет возможностей для маневра производственными мощностями.

Известно, что наиболее часто сбои в кооперации происходят в результате плохой организации производственной логистики — невозможности предприятий, входящих в кооперацию, ни создавать мощные складские запасы, ни оперативно восполнять поставки сырья и материалов, ни маневрировать материальными ресурсами. Поэтому при долгосрочных кооперативных связях (стратегическом партнерстве) головное предприятие, безусловно, должно стремиться включить предприятие-смежника в систему логистической поддержки производства.

Сквозное диспетчирование безусловно необходимо считать главным условием обеспечения ритмичности кооперативного производства, что должно являться одной из основных забот производственно-диспетчерского подразделения головного предприятия. На рис. 2 приведена схема оперативно-диспетчерского управления процессом кооперации.

Рис. 2

При разработке планов привлечения предприятий в систему кооперации необходимо учитывать следующие факторы, характеризующие наиболее узкие места:

логистические — возможности и состояние логистической поддержки производств;

технологические — состояние технологии производства с точки зрения возможностей создания специального инструмента и сложно-профильной оснастки (штампов, пресс-форм, кондукторов и др.);

качества — состояние работ по управлению качеством на предприятии;

организационно-технологические — состояние основных производственных фондов и оборотных средств на предприятии.

Рассматривая влияние логистических факторов, необходимо иметь в виду, что небольшие предприятия не обладают развернутыми системами логистической поддержки, возможностью маневрирования складскими запасами сырья, материалов, комплектующих и т. п., у них нет возможности накапливать разнообразную номенклатуру материальных ресурсов. Именно сбои в поставке сырья, материалов и отсутствие возможностей маневра этими запасами в производстве и вызывают на предприятиях-исполнителях сбои выполнения заданий по кооперации. Поэтому при организации кооперации нельзя поручать одному предприятию-исполнителю изготовление большой номенклатуры деталей или сборочных единиц, ему следует поручать производство однотипных деталей ограниченной номенклатуры.

Технологические факторы имеют решающее значение при поиске предприятий-изготовителей для производства по кооперации сборочных единиц и деталей, требующих применения сложно-

профильной технологической оснастки — штампов, пресс-форм, кондукторов, стапелей и т. п. Конечно, на первых этапах развития кооперации головное предприятие может передать участнику кооперации имеющуюся технологическую оснастку или изготовить определенные виды инструмента. Но в целом ориентироваться при организации кооперации на предприятия, не имеющие инструментального производства и опыта изготовления сложно-профильного инструмента, просто ошибочно.

Нами предложены четыре принципа организации кооперации, которые обеспечивают ее надежность:

1) принцип целесообразности кооперации: всесторонняя оценка организационно-технологического состояния предприятия, предполагаемого к включению в систему кооперации;

2) принцип долгосрочности кооперации: выбор партнера по кооперации должен предполагать долгосрочные и глубокие отношения, в перспективе, может быть, интеграцию или слияние производств;

3) принцип выгодного партнерства: выгода от кооперации должна быть важна и для головного предприятия, и для предприятий-партнеров.

Головному предприятию важно высвободить производственные мощности от изготовления второстепенной или технологически простой, но массовой продукции с целью освоения новых базовых моделей и комплектов оборудования, разработку и производство типоразмерных рядов оборудования, т. е. создания заделов для осуществления прорывных действий в своем развитии.

Предприятиям-партнерам при кооперации выгодны технологическое совершенствование и переоснащение своих производственных мощностей, которых они могут добиться, опираясь на долгосрочные технологические связи с головным предприятием, что позволит им создать устойчивое производство и планировать дальнейшее развитие;

4) принцип стратегического развития, предполагающий прогнозирование стратегических шагов в развитии кооперации — включение предприятий-партнеров в состав научно-производственных объединений или развитие на их основе мощных специализированных производств.

Реализация этих четырех принципов предполагает надежность кооперации и, безусловно, исключает саму возможность образования незавершенного производства на головных предприятиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Федоров В. К., Луценко А. В., Архипцев А. В.** Анализ влияния роста незавершенного производства на эффективность управления наукоемкими инновационными предприятиями // Вестник машиностроения. 2010. № 8. С. 79—81.

2. **Кочетов В. В., Колобов А. А., Омельченко И. Н.** Инженерная экономика. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. 667 с.

3. **Федоров В. К., Бендерский Г. П., Епанешникова И. К.** Трансферт технологий в инновационных производственных процессах. М.: Изд. центр МАТИ, 2010. 162 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629:62-19

Л. Г. ТРЕМБОВЕЛЬСКИЙ, канд. техн. наук, Р. П. КУШВИД, д-р техн. наук (МГИУ АМО "ЗИЛ"),
e-mail: lev-trembovelsky@yandex.ru

Комплексная оценка топливно-скоростных характеристик и производительности автотранспортных средств

Приводится обзор используемых топливно-скоростных показателей и показателей производительности автотранспортных средств как критериев технического совершенства и конкурентоспособности.

Ключевые слова: автотранспортное средство, комплексный показатель, производительность, топливно-скоростные характеристики, топливная экономичность.

An overview of used fuel-speed performance and productivity indices of vehicles as the criteria of technical excellence and competitive ability is presented.

Keywords: vehicle, complex index, productivity, fuel-speed characteristics, fuel efficiency.

Системный подход к оценке выпускаемой продукции важен в условиях рыночной экономики. Сложность конструкции современного автомобиля обусловливает наукоемкий процесс разработки нового продукта. В работе [1] отмечается, что в условиях острой конкуренции качество разработок является дифференцирующим фактором и зачастую становится важнее самого производства. В ближайшее время разработка новой продукции станет ключевой составляющей потенциала предприятия, так как реально способна обеспечить преимущества на рынке.

Многие производители качество продукции связывают в первую очередь с качеством ее изготовления, направляя основные средства на контроль качества. Тогда как сегодня качество продукции определяет степень соответствия товара требованиям потребителей, что отражено в международном стандарте ИСО 9000: в жизненном цикле изделия, состоящем из 11 этапов, ключевую позицию занимает стратегический маркетинг.

Требования потребителей, выявленные маркетинговыми исследованиями, должны учитываться в техническом задании на проектируемый или модернизируемый автомобиль. При этом особое значение отводится комплексным показателям, определяющим уровень эксплуатационных и потребительских свойств автотранспортного средства (АТС).

ГОСТы 20306—90 и 22576—90 устанавливают раздельные показатели топливных и скоростных свойств: контрольный расход топлива; расход топлива при движении в магистральном и городском циклах; максимальную скорость; условно максимальную скорость; время разгона на 400 и 1000 м пути.

О топливной экономичности автомобилей судят по расходу топлива при различных условиях движения с учетом скорости движения. В 1981 г. в НИЦИАМТ ФГУП НАМИ (автополигон НАМИ) разработан комплексный показатель — базисный расход топлива, устанавливающий средневзвешенный (рекомендованные весовые коэффициенты) расход топлива при движении в городском и магистральном циклах. Однако рекомендации по определению соответствующего скоростного показателя отсутствуют.

В США топливная экономичность определяется в милях на галлон[1] (1 миля/галлон = 0,425 км/л), расход топлива — в литрах на километр [2], что соответствует путевому расходу топлива. Высокая топливная экономичность соответствует низкому расходу топлива. Для сопоставления с общими осредненными требованиями, установленными в США по топливной экономичности, расчет этого показателя учитывает условия движения: в городском цикле ($q_г$) и магистральном ($q_ш$):

$$L = \left(\frac{0{,}55}{q_г} + \frac{0{,}45}{q_ш}\right)^{-1}.$$

Величина L^{-1}, обратная топливной экономичности, соответствует базисному расходу топлива с точностью до численных коэффициентов.

В США государственное регулирование в области топливной экономичности связано с энергетическим кризисом 1973 г. [3]. В качестве регламентируемого использовался средний корпоративный показатель топливной экономичности (Corporate

[1] 1 миля = 1609,344 м; 1 галлон (США) = 3,78543 дм^3 [3].

Average Fuel Economy — CAFE), который представляет собой пробег на галлон топлива для автомобилей каждого производителя по фактической структуре продаж за год на рынке США с учетом движения в городских условиях (55 % пробега) и по скоростному шоссе (45 % пробега). В соответствии с принятым законодательным актом этот показатель регламентировали, с годами повышая его значение. За несоблюдение установленных нормативов предусматривался штраф производителя. Таким образом, было достигнуто значительное повышение топливной экономичности.

Показатели: топливная экономичность (в любом выражении), скоростные характеристики, производительность, — характеризуют один и тот же объект, но с разных сторон, при этом все три показателя взаимосвязаны. Специалисты для характеристики АТС предлагают комплексные показатели. Рассмотрим некоторые из них.

Топливно-скоростной показатель [4]:

$$K_{\text{тс}} = \frac{v_{\text{ср}}}{Q_S} = \frac{S^2}{100tQ}, \text{ км}^2/(\text{ч} \cdot \text{л}),$$

где $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость движения; Q_S — путевой расход топлива — расход топлива на 100 км пути; S — пройденный путь; t — время, за которое пройден путь; Q — израсходованное топливо.

Данный показатель оценивает автомобиль по скоростной характеристике и топливной экономичности. Его можно использовать для сравнения автомобилей одинаковой грузоподъемности, работающих в одинаковых условиях.

Предельно возможная средняя скорость движения определяется тягово-скоростными показателями АТС, устанавливая верхнюю планку потенциальных возможностей автомобиля. Для достижения приемлемых значений таких показателей, как топливная экономичность, проходимость, управляемость, устойчивость, плавность хода, тормозной путь может потребоваться некоторое ограничение средней скорости. Поэтому среднюю скорость движения принимают за обобщенный показатель тягово-скоростных свойств автомобиля, а степень снижения средней скорости считают обобщенным показателем всех остальных свойств [4].

Производительность АТС: $W = q\gamma v_{\text{ср}}$, где q — номинальная грузоподъемность; γ — коэффициент использования грузоподъемности.

В работе [5] предложен показатель — экономический фактор: $K = 100/Q_S$, км/л, который является комплексным показателем, что вытекает из преобразований: $K = f(v_{\text{ср}}, G_{\text{т}})$, где $G_{\text{т}}$ — часовой расход топлива. По структуре экономический фактор соответствует показателю топливной экономичности, используемому в США.

Коэффициент эффективности [6]: $P_{\text{эф}} = v_{\text{ср}}/Q_{S\text{к}}$, км^2/(ч · л), где $Q_{S\text{к}}$ — контрольный расход топлива на 100 км пути.

Данный показатель используется для сравнения седельных тягачей зарубежного производства с автомобилями, выпускаемыми в СНГ. Некоторые данные приведены ниже:

Автомобиль (год выпуска)	$P_{\text{эф}}$
Volvo FH124×2T (2000)	2,079
DAF FT 95XF380 (1998)	2,029
Scania R144LA4×2NA (1996)	1,989
MAN 19.463 FLS (1995)	1,772
КамАЗ-54112	1,244
МАЗ-5432	1,244
МАЗ-6422	0,932

Все зарубежные седельные тягачи предназначены для работы в составе автопоездов полной массой 40 т, автомобили КамАЗ-54112 и МАЗ-5432 — 34 т, МАЗ-6422 — 42 т. Однако что понимается под контрольным расходом топлива, в работе [6] не разъясняется.

Для сравнительной оценки автомобилей, отличающихся грузоподъемностью, рекомендуется комплексный показатель [4] — *удельная производительность:*

$$W_{\text{уд}} = m_{\text{н}} v_{\text{ср}}/Q_S, \text{ т} \cdot \text{км}^2/(\text{ч} \cdot \text{л}),$$

где $m_{\text{н}}$ — масса перевозимого груза.

Показатель характеризует эффективность автомобиля с учетом его грузоподъемности, скорости движения и расхода топлива.

В качестве критерия технико-эксплуатационной эффективности в работе [7] принята *условная удельная производительность:*

$$W'_{\text{уд}} = m_{\text{а}} v_{\text{ср}}/Q_S, \text{ т} \cdot \text{км}^2/(\text{ч} \cdot \text{л}),$$

где $m_{\text{а}}$ — полная масса АТС.

В работах [4, 8] введен *коэффициент эффективности автомобиля:*

$$\eta_{\text{эф}} = \frac{m_{\text{н}} v_{\text{ср}}^2}{Q_S \gamma_{\text{т}}} C,$$

где $C = \text{const}$ — коэффициент: для автомобилей, работающих на бензине $C = 115\ 000^{-1}$; для автомобилей с дизелями $C = 113\ 000^{-1}$; γ — удельный вес топлива.

Коэффициент эффективности [4] характеризует эффективность преобразования тепловой энергии топлива в кинетическую энергию полезной нагрузки. Чем выше $\eta_{\text{эф}}$, тем эффективнее работа автомобиля.

Комплексные показатели $W_{\text{уд}}$ и $\eta_{\text{эф}}$ можно использовать для оценки скоростных свойств и топливной экономичности автомобилей.

Значения показателя технико-экономической эффективности автомобилей ЗИЛ-5301ВЕ разной грузоподъемности, т · км/л

Скорость установившегося движения, км/ч	Грузоподъемность, кг		
	3000	3500	4500
30	79,9	83,9	—
40	70,9	73,7	79,5
50	63,2	64,0	74,5
60	55,6	55,3	65,3
70	47,6	47,7	55,5
80	40,2	40,6	46,6
90	33,4	34,1	39,0
100	27,8	28,5	—

В качестве комплексного показателя, отражающего топливно-скоростные свойства и производительность АТС можно рассматривать *критерий технико-экономической эффективности* [9]:

$$K_{\text{т-ээ}} = \frac{m_{\text{сн}} v_{\text{ср}} + W}{G_{\text{т}}}, \text{ т} \cdot \text{км/л},$$

где $m_{\text{сн}}$ — масса снаряженного автомобиля; $G_{\text{т}}$ — часовой расход топлива, л/ч; W — производительность, т · км/ч.

По изменению технико-экономической эффективности как комплексного показателя топливно-скоростных свойств АТС можно определить эффективность некоторых вносимых конструктивных изменений.

С ростом грузоподъемности увеличивается расход топлива. Комплексный показатель позволяет оценить эффективность увеличения грузоподъемности. В таблице приведены значения $K_{\text{т-ээ}}$ при различных скоростях движения автомобиля ЗИЛ.

Технико-экономическая эффективность как комплексный показатель топливно-скоростных свойств и производительности объективно отражает производительность, тягово-скоростные свойства и топливную экономичность грузовых автомобилей и автопоездов, показывает технический уровень и конкурентоспособность АТС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лайкер Д., Морган Д.** Система разработки продукции в Toyota: Люди, процессы, технология / Пер. с англ. М.: Альпина Бизнес Букс, 2007. 440 с.
2. **Топливная** экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями / Под ред. Д. Халлиаруа и Дж. Спрингера. Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1988, 501 с.
3. **Эткин Д. И.** О топливной экономичности массовых автомобилей в США, ее регулировании и путях повышения // ААИ. 2009. № 5(58). С. 10—15.
4. **Токарев А. А.** Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. М.: Машиностроение, 1982. 222 с.
5. **Зимелев Г. В.** Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1954. 456 с.
6. **Фасхиев Х. А., Костин И. М.** Технико-экономическая оценка грузовых автомобилей при разработке. Наб. Челны: Изд-во КамГПИ, 2002. 478 с.
7. **Трехзвенные** автопоезда / Я. Е. Фаробин, А. М. Якобашвили, А. М. Иванов и др. М.: Машиностроение, 1993. 222 с.
8. **Наркевич Э. И., Токарев А. А.** К оценке эффективности использования энергии автомобиля // Автомобильная промышленность. 1978. № 5. С. 16—17.
9. **Трембовельский Л. Г.** Оценка производительности и технико-экономической эффективности грузовых автомобилей и автобусов // Грузовик. 2008. № 10. С. 49—53.

Выставка "Термообработка–2010"

ЭКСПОЦЕНТР

ЗАО "Накал" (г. Солнечногорск)

Шахтная электропечь ПШО47.15/6И1 для нагревания при закалке, отжиге, отпуске и искусственном старении алюминия и его сплавов. Отклонение температур в рабочей зоне печи ±5 °С. Точная цифровая регулировка и установка режимов термообработки. Футеровка корпуса и крышки электропечи выполнена из волокнистых теплоизоляционных материалов малой плотности, что позволило уменьшить толщину футеровки и существенно снизить расход электроэнергии на разогрев печи. Равномерность распределения температуры по садке исключает деформацию изделий при нагревании. Интенсивная циркуляция воздуха в рабочем объеме повышает скорость конвективного нагрева садки. Направление воздуха задается экранами из жаропрочной стали. Подъем и опускание крышки электропечи осуществляется механизированным приводом. Управление температурного режима осуществляется с помощью терморегулятора Термодат с возможностью подключения к компьютеру. Максимальная рабочая температура 600 °С, мощность печи 150 кВт. Диаметр рабочей камеры 4700 мм, высота 1500 мм.

Тигельная электропечь ПП2000М для плавки цветных металлов и поддержания температуры расплава для последующей заливки. Каркас электропечи из металлического профиля футерован облегченным огнеупорным материалом. Обеспечивается равномерный нагрев тигля. Поворотное устройство обеспечивает точное регулирование угла наклона тигля при разливке. В системах контроля и управления электропечью использованы температурные микроконтроллеры и тиристорные преобразователи. Мощность электропечи 90 кВт. Вместимость тигля по алюминию 600 кг. Максимальная температура расплава 1100 °С. Время плавки из холодного состояния 4,5 ч, из горячего 2 ч.

ООО "ТЕРМОЛИТ" (г. Мелитополь)

Высокочастотный транзисторный генератор ВТГ-80-66 для поверхностного нагревания при закалке таких деталей, как вал, вал-шестерня, зубчатое колесо, шток, пластина нагревания для наплавления твердых сплавов режущего инструмента, а также ВТГ в качестве источника питания в индукционных лабораторных печах. Возможно определение частоты контура нагрузки в автоматическом режиме. Частота включений/отключений генератора нелимитирована. Потребляемая мощность 85 кВт. Выходная мощность 80 кВт. Сила тока на входе не более 160 А. Питающее напряжение генератора 380 В, КПД 95 %. Уровень шума при работе не более 20 дБ. Номинальный расход охлаждающей воды 3 $м^3$/ч. Габаритные размеры генератора 520 × 750 × 1450 мм, нагревательного блока — 410 × 600 × 450 мм.

Компания MSH Techno (г. Москва)

Ротационно-пластинчатый безмасляный вакуумный насос SC.140 работает без смазочного материала в рабочей камере. Преимущества: не загрязняет откачиваемый воздух масляными парами, простое техническое обслуживание. Подача насоса 140 $м^3$/ч. Мощность электродвигателя 4 кВт. Уровень шума при работе 76 дБ. Масса насоса 102,5 кг. Области применения: вакуумный прижим на станках с ЧПУ; захват листов в печатных машинах; термо-формовочные машины; мембранно-вакуумные прессы.

Многоступенчатый сухой вакуумный насос ESR500WN применяется при высокотемпературной обработке, ионно-плазменном травлении, откачки вакуумных камер большой вместимостью. Подача до 2760 $м^3$/ч. Предусмотрен режим ожидания. При откачке агрессивных и ядовитых газов используется встроенная система продувки азотом. Потребляемая мощность 7,9 кВт. Расход охлаждающей воды 3,5÷8 л/мин, азота на продувку — 2÷2 л/мин. Габаритные размеры 975 × 460 × 880 мм, масса 500 кг.

Электронный ионизационный вакуумметр MP3DR выполнен из коррозионно-стойкой стали. Две нити накаливания имеют напыление из иридия, обеспечивается однородный выход при перепаде температур. Срок службы нити ≈10 000 ч. Диаметр коллектора 0,1 мм обеспечивает уменьшенное рентгеновское излучение. Вакуумметр имеет светодиодный дисплей с четырьмя сине-зелеными цифрами. Во время настройки дисплей используется для отображения настройки тока эмиссии, настроек дегазации, настройки реле. Информация о режиме работы отображаются с помощью светодиодных датчиков. Реле имеет две настраиваемые и независимые точки срабатывания. Сигнал реле снимается с D-sub разъема. Цифровой выход RS232/485 позволяет автоматизировать работу. Датчик работает при температуре 0÷40 °С. Ток эмиссии нити 0,01; 0,1; 1 мА настраивается в автоматическом режиме. Напряжение нагревания нити 1,5 В. Диаметр прибора 75 мм, высота 131 мм, масса 0,55 кг.

Институт электротермического оборудования (ВНИИЭТО, г. Истра)

Вакуумная электропечь СШВЭ-1.2,5/25ИЗ с нагревательными блоками из тугоплавких металлов предназначена для отжига, дегазации, пайки и спекания тугоплавких, редких, редкоземельных металлов и сплавов на их основе, а также неметаллических высокотемпературных материалов. Нагреватели, экраны, токопровода, подставки выполнены из молибдена и вольфрама, корпус печи — из коррозионно-стойкой стали. Обеспечивается низкое газоотделение, ускоренное охлаждение садки. Управляется электропечь микропроцессорной системой СШВЭ. Мощность электропечи 32 кВт, температура разогрева 2500 °С, остаточное давление 10^{-3} Па. Расход охлаждающей воды 1,5 $м^3$/ч, масса загрузки 12 кг. Габаритные размеры электропечи 1750 × 1480 × 1850 мм, масса 800 кг.

Устройство ионного азотирования ЭВТ90 используется для поверхностного упрочнения быстроизнашивающихся деталей машин и инструмента, его применение сокращает по сравнению с газовым азотированием продолжительность обработки в 2÷4 раза, расход электроэнергии в 1,5÷3 раза, аммиака в 20÷50 раз, при этом деформации снижаются настолько, что исключается финишная шлифовка, увеличивается ресурс упрочненной поверхности в 2÷5 раз по сравнению с закалкой. Рабочая площадь 600 × 600 мм. Номинальная мощность 25 кВт. Температура разогрева 600 °С. Ток разряда 25 А.

Ионное азотирование применяют при изготовлении точных, прецизионных, тяжелонагруженных деталей, работающих в экстремальных условиях: зубчатые колеса, в том числе с внутренним зацеплением, с модулем 0,5÷10 мм; шнеки и цилиндры; термопластавтоматы; детали гидравлики, в том числе штоки гидроцилиндров. Ионное азотирование позволяет заменить гальваническое нанесение коррозионно-стойких покрытий, например хромирование, в случае слабых агрессивных сред или воздушной среды с влажностью до 100 %, применяют для упрочнения: режущего инструмента из сталей, штампов и штамповой оснастки для вырубки, штамповки и холодного деформирования листовых материалов; пресс-форм из различных сталей, для литья алюминиевых сплавов, пластмасс, стеклопластиков и резины; технологической и инструментальной оснастки. Стойкость режущего инструмента и оснастки возрастает в 1,5÷4 раза.

А. Н. Иванов, чл.-корр. АПК

ЭКСПОЦЕНТР

Третий международный форум "Expopriority–2011"

Главные направления Третьего международного форума "Expopriority-2011", который пройдет 7—9 декабря на территории ЦВК "Экспоцентр", — охрана и коммерциализация интеллектуальной собственности. Организаторы Форума — ЦВК "Экспоцентр" и Торгово-промышленная палата Российской Федерации — главной задачей считают создание "финансового моста" между инновационным сектором экономки и инвесторами. Особое внимание будет уделяться созданию наиболее благоприятных условий для молодых ученых и изобретателей.

Приоритетными в выставочной экспозиции станут работы Инновационного центра "Сколково". Приветствуя участников заседания оргкомитета, генеральный директор ЦВК "Экспоцентр" В. Л. Малькевич выразил надежду на то, что Третий международный форум по интеллектуальной собственности поднимется на новый уровень. И дело не только в том, что Форум получил поддержку Всемирной организации интеллектуальной собственности (ВОИС), Международной торговой палаты (МТП), Всемирной ассоциации выставочной индустрии (IFIA), объединяющей 88 стран мира и предоставившей "Expopriority-2011" патронат.

"Expopriority-2011" имеет возможность объединить на одной площадке всех участников данного направления, обеспечивающих полный цикл сопровождения интеллектуальной собственности от ее патентования и правовой защиты до поиска инвесторов и коммерческого внедрения. Патронат Форума в 2011 г. продолжит осуществлять Совет Федерации Федерального Собрания Российской Федерации. Активное участие в подготовке "Expopriority-2011" принимают Роспатент, Министерство образования и науки РФ, Российская академия наук, Всероссийское общество изобретателей и рационализаторов, Всероссийский студенческий союз, а также другие ведомства и организации.

В состав президиума оргкомитета вошли вице-президент ТПП РФ А. В. Захаров и академик РАН И. А. Соколов, который возглавил Международное жюри конкурса инноваций, представители федеральных министерств и ведомств.

«Мы близки к тому, чтобы Форум "Expopriority" стал выставочной площадкой проекта "Сколково"», — сказал генеральный директор ЦБК "Экспоцентр" В. Л. Малькевич. В связи с этим на заседании оргкомитета было выдвинуто предложение расширить целевую аудиторию молодых инноваторов и привлечь к участию студентов технических колледжей.

Взаимодействие с проектом "Сколково" динамично развивается и по линии Торгово-промышленной палаты Российской Федерации. Так, 18 апреля 2011 г. в одном из павильонов ЦВК "Экспоцентр" в рамках программы выставки "Высокие технологии XXI века" состоялось подписание соглашения о сотрудничестве между ТПП РФ и фондом "Сколково", которое провели Президент ТПП РФ С. Н. Катырин и президент фонда "Сколково" В. Ф. Вексельберг. В разговоре с журналистами В. Ф. Вексельберг выразил уверенность в том, что соглашение даст возможность фонду презентовать свои проекты широкой аудитории, в частности представителям бизнеса, науки, образования, являющимися партнерами ТПП РФ, и повысить эффективность внешних коммуникаций благодаря налаженным связям с мировым научным и индустриальным сообществом, развитию которых, несомненно, будет способствовать Форум "Expopriority". В связи с этим В. Л. Малкевич подчеркнул: «Мы могли бы, и мы это сделаем, перевести дискуссию по ускорению внедрения разработок в практическую плоскость, сокращая время от патентования разработки до выхода на рынок, и решить вопросы легитимизации незапатентованных изобретений в случае их демонстрации на выставках».

Другим практическим аспектом предстоящего Форума может стать тема гармонизации инструментов охраны интеллектуальной собственности между странами созданного не так давно Таможенного союза, объединяющего Белоруссию, Казахстан и Россию. «Мы живем в едином технологическом пространстве, — сказал руководитель "Экспоцентра", — и оно будет увеличиваться вместе с расширением Таможенного союза. Это позволяет нам, не затрагивая долгосрочных программ по совершенствованию международных документов, прежде всего Парижской конвенции по охране промышленной собственности 1883 г., шаг за шагом гармонизировать наши отношения и решать, например, проблему статуса выставок, на которых демонстрацию незапатентованных инноваций можно было бы считать легитимной, сформировав согласованный перечень таких выставок. Важно, чтобы образцы инновационной техники можно было соответствующим образом оформлять, подтверждая это документом, признаваемым всеми государствами, входящими в Таможенный союз».

Руководитель ЦВК "Экспоцентра" призвал оргкомитет не ставить во главу угла при подготовке Форума финансовую выгоду и предоставлять выставочные площадки изобретателям, и прежде всего молодым изобретателям, на льготных условиях, что является важным механизмом для ускоренного внедрения разработок.

В рамках заседания оргкомитета "Expopriority-2011" состоялось обсуждение задач Форума, подготовки Международной выставки инноваций и различных мероприятий в рамках деловой программы Третьего международного форума по интеллектуальной собственности.

Победителям конкурса инноваций будут вручены Золотая медаль ВОИС, официальный приз IFIA, дипломы, призы и памятные подарки от спонсоров и организаторов.

Признано целесообразным создание на базе сайта форума "Expopriority-2011" информационного портала на базе Web.2 для работы в социальных сетях с целью привлечения и отбора инновационных проектов для участия в конкурсе и демонстрации на выставке.

Была принята программа Конгресса по интеллектуальной собственности, которая содержит в этом году ряд новых направлений, таких как правовая охрана и защита промышленных образцов и дизайна, защита товарных знаков в Интернете.