

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

8 2012

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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



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

Адрес редакции:

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

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации по печати

Учредитель: А.И. Савкин

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

Цена свободная

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Юнусов Ф. С. , Лунёв А. Н. — Колебания маятниковой шлифовальной головк при полусвободном шлифовании		Yunusov F. S., Luniev A. N. — Blade grinding nose vibrations at half free glazing
Кузин М. А. — Модель вибрационной надежности центрифуги		Kuzin M. A. — The model of vibration rotating machine reliability
Лобанов И. Е. — Теплообмен при турбулентном течении в плоских каналах равномерно расположенными поверхностными односторонними турбули заторами потока	C I-	Lobanov I. E. — The heat transfer at the turbulent flow in two-dimensional channels having equally spaced superficial unidirectional flow energizers
Змиевский В. И., Бутрим В. Н. — Способы обеспечения надежност резьбовых соединений, работающих при криогенных температурах		Zmievskiy V. I., Butrim V. N. — Technique of reliability control or cryogenic temperature screw joints
Иванов А. С., Фомин М. В., Ермолаев М. М., Куралина Н. Н., Муркин С. В. - Кинематический анализ планетарно-цевочных механизмов	- 22	Ivanov A. S., Fomin M. V., Ermolaev M. M., Kuralina N. N., Murkin S. V. — The kinematic analysis of planetary lantern wheel machinery
Веричев Н. Н., Веричев С. Н., Ерофеев В. И. — Гашение изгибных колебани вращающегося вала	й 26	Verichev N. N., Verichev S. N., Eropheyev V. I. — The running shaft bending vibration suppression
Щербаков В. И., Круглов К. М., Аксёнов Д. В., Шкурко Л. С. — Экспери ментальная оценка вибродемпфирующих характеристик пластин из разны материалов	Χ	Scherbakov V. I., Kruglov K. M., Aksienov D. V., Shkurko L. S. — An experimental estimate of vibration damping capabilities of different material plates
Семашко В. В., Пожидаев Ю. А. — Оптимизация параметров конструкции пр проектировании		Semashko V. V., Pozhidaev Yu. A. — Structure parameters optimization in the design
Крахин О. И., Кузнецов А. П., Фатьянов С. А. — Оценка и обеспечени надежности двигателей одноразового действия на основе сплавов с памяты при их проектировании	0	Krakhin O. I., Kuznetsov A. P., Fatiyanov S. A. — Estimate and reliability control of non-permanent operating engines based on using memory alloys in the design
Цикл статей «Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки»		A series of articles «Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication»
Меделяев И. А. — Трибомутация при смешанном смазывании в узлах трени транспортной техники	я 43	Medelyaev I. A. — Tribo-suppressor-sensitive mutation during mixed lubricating in friction units of transportation equipment
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ		MANUFACTURING ENGINEERING
Архипов В. Е., Балашова А. В., Лондарский А. Ф., Москвитин Г. В. Пугачёв М. С. — Повышение качества газодинамических покрытий	., 48	Arhipov V. E., Balashova A. V., Londarskiy A. F., Moskvitin G. V., Pugachiev M. S. — Upgrading gas-dynamic aluminized coatings
Андрюшкин А. Ю. — Способы пропитки арматуры из композиционных материало связующим.	в 52	Andryushkin A. Yu. — Binder dip methods of composite reinforcement
Расторгуев Г. А. — Технологии обработки шлицевых поверхностей	57	Rastorguev G. A. — Tooling methods of splined surfaces
Онищенко Д. В. — Перспективные нанокомпозитные системы для анодны материалов литий-полимерных аккумуляторов	x 63	Onischenko D. V. — Challenging nanocomposite systems for anodic materials addressed to lithium-high-polymeric electric accumulators
Серия статей "Моделирование технологических процессов обработки материалов в системе Marc (CAD/CAE)"		A series of articles "Marc (CAD/CAE) system model analysis of materials processing"
Жарков В. А. — Моделирование в системе Marc обработки материалов машиностроении. Часть 1. Одноугловая гибка		$ \hbox{\bf Zharkov V. A.} - \hbox{\bf Modeling in the Marc system of processing the materials in mechanical engineering. Part I. One-angular bending } $
Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»		A series of articles «Problems of theory and practice of materials cutting»
		· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·
Кузин В. В., Григорьев С. Н., Федоров М. Ю., Федоров С. Ю. — Особенност эксплуатации канавочных резцов с керамическими пластинами при обработк деталей из закаленных сталей	е	Kuzin V. V., Crigoriev S. N., Fiedorov M. Yu., Fiedorov C. Yu. —
эксплуатации канавочных резцов с керамическими пластинами при обработк	е	Kuzin V. V., Crigoriev S. N., Fiedorov M. Yu., Fiedorov C. Yu. — Running features of ceramic plate grooving tools in machining chilled steel
эксплуатации канавочных резцов с керамическими пластинами при обработк деталей из закаленных сталей	е 73 д у	Kuzin V. V., Crigoriev S. N., Fiedorov M. Yu., Fiedorov C. Yu. — Running features of ceramic plate grooving tools in machining chilled steel parts Working of the materials without chipping Alexandrov S. E., Pirumov A. R., Chesnikova O. V. — Approximation analysis
эксплуатации канавочных резцов с керамическими пластинами при обработк деталей из закаленных сталей	е 73 д у	Kuzin V. V., Crigoriev S. N., Fiedorov M. Yu., Fiedorov C. Yu. — Running features of ceramic plate grooving tools in machining chilled steel parts Working of the materials without chipping Alexandrov S. E., Pirumov A. R., Chesnikova O. V. — Approximation analysis method of axisymmetric pressing-out and cold drawing through an arbitrary
эксплуатации канавочных резцов с керамическими пластинами при обработк деталей из закаленных сталей	е 73 д У 77 я	Kuzin V. V., Crigoriev S. N., Fiedorov M. Yu., Fiedorov C. Yu. — Running features of ceramic plate grooving tools in machining chilled steel parts Working of the materials without chipping Alexandrov S. E., Pirumov A. R., Chesnikova O. V. — Approximation analysis method of axisymmetric pressing-out and cold drawing through an arbitrary shape bed die ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION Shulgin D. B., Chaikov M. Yu., Chaikova A. M., Shulgina N. A. — Organiza-
эксплуатации канавочных резцов с керамическими пластинами при обработк деталей из закаленных сталей	е 73 д У 77 я	Kuzin V. V., Crigoriev S. N., Fiedorov M. Yu., Fiedorov C. Yu. — Running features of ceramic plate grooving tools in machining chilled steel parts Working of the materials without chipping Alexandrov S. E., Pirumov A. R., Chesnikova O. V. — Approximation analysis method of axisymmetric pressing-out and cold drawing through an arbitrary shape bed die ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION Shulgin D. B., Chaikov M. Yu., Chaikova A. M., Shulgina N. A. — Organiza-
эксплуатации канавочных резцов с керамическими пластинами при обработк деталей из закаленных сталей	е 73 д у 77 я 80	Kuzin V. V., Crigoriev S. N., Fiedorov M. Yu., Fiedorov C. Yu. — Running features of ceramic plate grooving tools in machining chilled steel parts Working of the materials without chipping Alexandrov S. E., Pirumov A. R., Chesnikova O. V. — Approximation analysis method of axisymmetric pressing-out and cold drawing through an arbitrary shape bed die ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION Shulgin D. B., Chaikov M. Yu., Chaikova A. M., Shulgina N. A. — Organization of rationalization activity at instrument making industry
эксплуатации канавочных резцов с керамическими пластинами при обработк деталей из закаленных сталей	е 73 д у 77 я 80	Kuzin V. V., Crigoriev S. N., Fiedorov M. Yu., Fiedorov C. Yu. — Running features of ceramic plate grooving tools in machining chilled steel parts Working of the materials without chipping Alexandrov S. E., Pirumov A. R., Chesnikova O. V. — Approximation analysis method of axisymmetric pressing-out and cold drawing through an arbitrary shape bed die ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION Shulgin D. B., Chaikov M. Yu., Chaikova A. M., Shulgina N. A. — Organization of rationalization activity at instrument making industry In the order of discussion
эксплуатации канавочных резцов с керамическими пластинами при обработк деталей из закаленных сталей	е 73 д у 77 Я 80 83	Kuzin V. V., Crigoriev S. N., Fiedorov M. Yu., Fiedorov C. Yu. — Running features of ceramic plate grooving tools in machining chilled steel parts Working of the materials without chipping Alexandrov S. E., Pirumov A. R., Chesnikova O. V. — Approximation analysis method of axisymmetric pressing-out and cold drawing through an arbitrary shape bed die ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION Shulgin D. B., Chaikov M. Yu., Chaikova A. M., Shulgina N. A. — Organization of rationalization activity at instrument making industry In the order of discussion Alexandrov I. K. — Module type railway freight train
эксплуатации канавочных резцов с керамическими пластинами при обработк деталей из закаленных сталей	е 73 д 77 77 80 83	Kuzin V. V., Crigoriev S. N., Fiedorov M. Yu., Fiedorov C. Yu. — Running features of ceramic plate grooving tools in machining chilled steel parts Working of the materials without chipping Alexandrov S. E., Pirumov A. R., Chesnikova O. V. — Approximation analysis method of axisymmetric pressing-out and cold drawing through an arbitrary shape bed die ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION Shulgin D. B., Chaikov M. Yu., Chaikova A. M., Shulgina N. A. — Organization of rationalization activity at instrument making industry In the order of discussion Alexandrov I. K. — Module type railway freight train TECHNICAL INFORMATION Khadeyev R. G. — Multiplying gear coupling device
эксплуатации канавочных резцов с керамическими пластинами при обработк деталей из закаленных сталей	е 73 д У 77 Я 80 83 Сда	Kuzin V. V., Crigoriev S. N., Fiedorov M. Yu., Fiedorov C. Yu. — Running features of ceramic plate grooving tools in machining chilled steel parts Working of the materials without chipping Alexandrov S. E., Pirumov A. R., Chesnikova O. V. — Approximation analysis method of axisymmetric pressing-out and cold drawing through an arbitrary shape bed die ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION Shulgin D. B., Chaikov M. Yu., Chaikova A. M., Shulgina N. A. — Organization of rationalization activity at instrument making industry In the order of discussion Alexandrov I. K. — Module type railway freight train TECHNICAL INFORMATION

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

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

Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 11,89.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Корректор Е. В. Комиссарова

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.923.001.57

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

Колебания маятниковой шлифовальной головки при полусвободном шлифовании

Исследованы колебания маятниковой шлифовальной головки при полусвободном шлифовании. Определено влияние различных негативных факторов, разработаны мероприятия по их снижению, устранению.

Ключевые слова: маятниковая шлифовальная головка, радиальная сила резания, черновая и финишная обработки, сложнопрофильные и крупногабаритные детали.

Oscillations of a blade grinding nose at a half free were analyzed. Effect of different negative factors was defined. Some measures to decrease and to make away with them were developed.

Keywords: blade grinding nose, radial cutting force, roughing and finishing works, figurine and large-scale parts.

Практика шлифования полусвободным методом показала, что маятниковые головки весьма чувствительны к различным факторам возбуждения колебаний; например, при обработке тонкостенных крупногабаритных деталей (днищ, обечаек) и тонколистовых заготовок наблюдались вибрации маятниковой шлифовальной головки, возникающие на первый взгляд без видимых причин.

В данной работе представлены результаты исследований основных факторов, вызывающих колебания маятниковой шлифовальной головки.

Основные причины возникновения колебаний маятниковой шлифовальной головки

Основными причинами возникновения колебаний при шлифовании полусвободным методом являются:

несовпадение центра тяжести абразивного круга с осью его вращения (неуравновешенность);

качательные движения маятниковой шлифовальной головки;

подвижная нагрузка при шлифовании длинномерных и крупногабаритных деталей;

случайные возмущения.

Первые три фактора относятся к технологическим параметрам, последний фактор — специальный. Ниже изложены результаты исследований влияния технологических параметров на колебания маятниковой головки при полусвободном шлифовании. Влияние эксцентриситета (дисбаланса) на колебания маятниковой головки при таком шлифовании является основным. Динамическая неуравновешенность инструмента проявляется на разных этапах процесса по-разному. Хорошо сбалансированный абразивный круг в обдирочном режиме в начале процесса работает без вибраций. С изнашиванием абразивного круга балансировка нарушается, и в результате вибрации на обработанной поверхности появляются следы огранки. Поэтому требуется периодическая правка абразивных кругов.

Колебательно-вращательные движения инструмента обеспечивают его равномерное изнашивание, исключая его правку. Поэтому, если геометрия обрабатываемой детали позволяет, следует использовать шлифование с качательными движениями инструмента.

Практика показала, что несколько уменьшить вибрации при дисбалансе абразивного круга можно увеличением прижима инструмента к обрабатываемой поверхности. Однако теоретические исследования влияния различных технологических параметров на колебание маятниковой шлифовальной головки до настоящего времени отсутствуют. Поэтому важно исследовать влияние различных технологических параметров на колебания инструмента при бескопирном шлифовании [1].

В данной работе не рассматривается такой фактор, как случайные возмущения, вызываемые волнистостью, локальными выступами и впадинами различной формы (усиления сварных швов) и т. д., которые, как показывает практика, создают быстро затухающие колебания, ухудшающие качество поверхности в небольшой локальной зоне. Изучение этих колебаний при бескопирном шлифовании требует специального исследования.

Применяя полученные в работах [2—5] зависимости к бескопирному шлифованию, можно количественно определить влияние тех или иных факторов на колебание маятниковой шлифовальной головки [6].

Влияние основных технологических параметров на колебания маятниковой шлифовальной головки

При исследовании колебаний маятниковых шлифовальных головок приняты допущения:

- 1. Силы, действующие на маятниковую головку (в том числе и инерционные), приведены к центру вращения инструмента.
- 2. Штанга и кулиса маятниковой головки могут совершать колебательно-вращательные движения относительно оси подвеса головки в плоскости вращения инструмента как одно целое.
- 3. Реакция обрабатываемой поверхности на действие силы тяжести P_4 штанги пропорциональна ее жесткости и деформации.
- 4. Силами сопротивления и трения в шарнирных соединениях маятниковой головки пренебрегаем.

Рассмотрим расчетную схему (рис. 1, a). Силы тяжести круга (P_2), штанги (P_4) и кулисы (P_3) приведены к оси вращения инструмента (точка A):

 $P_2 + P_3 + P_4 = P$. Силы инерции, возникающие в результате перемещения инструмента в вертикальном и горизонтальном направлениях, равны: $P\ddot{X}_1/g = P\ddot{Y}_1/g$. Проекции сил инерции, возникающих в результате качательных движений головки, $-P\omega_1^2 r_B \sin \omega_1 \tau/g$ и $P\omega_1^2 r_B \cos \omega_1 \tau/g$. В результате действия радиального усилия резания на обрабатываемую поверхность со стороны абразивного круга она деформируется на величину $\psi m'$; реакция со стороны деформируемой поверхности равна произведению ее жесткости G на деформацию: $G\psi m'$.

Центробежная сила от дисбаланса инструмента равна $P_2 e \omega_3^2/g$, где e — эксцентриситет — расстояние между центром тяжести инструмента и осью вращения.

Дифференциальное уравнение колебательного движения маятниковой головки относительно оси B имеет вид [6]:

$$I_B\ddot{\Psi} = \Sigma M_B$$

где I_B — момент инерции шлифовальной головки относительно точки B (см. рис. 1, a); ΣM_B — сумма моментов сил относительно точки B.

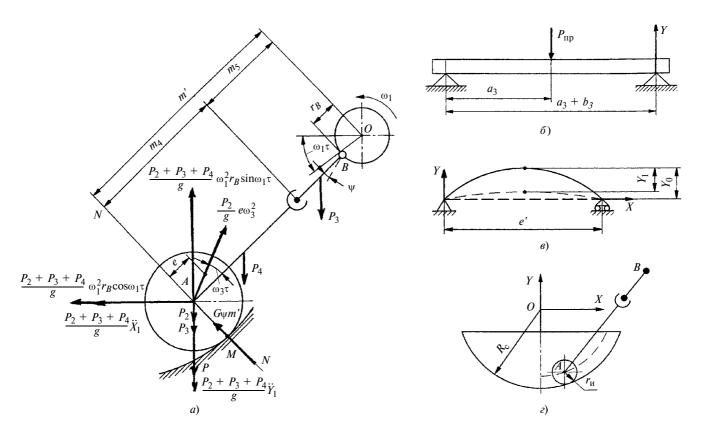


Рис. 1. Расчетные схемы:

a — колебаний шлифовальной головки; δ — жесткости обрабатываемой полосы; ϵ — колебаний упругой системы при движущейся нагрузке; ϵ — колебаний при обработке сферического днища

Приведя все силы к точке А и полагая, что

$$P_2m' + P_4\frac{m_4}{2} + P_3\left(m_4 + \frac{m_5}{2}\right) = P'',$$

получим:

$$\begin{split} I_B\ddot{\psi} &= P''\mathrm{sin}\varphi_0 + \frac{P''}{g}\mathrm{sin}\varphi_0 \ddot{Y}_1 - \frac{P''}{g}\mathrm{cos}\varphi_0 \ddot{X}_1 - \\ &- \frac{P''}{g}\omega_1^2 r_B\mathrm{cos}\omega_1\tau\mathrm{cos}\varphi_0 - \frac{P''}{g}\omega_1^2\mathrm{sin}\omega_1\tau\mathrm{sin}\varphi_0 - \\ &- \frac{P_2}{g}\omega_3^2 em'\mathrm{sin}\omega_3\tau - G\psi m'^2. \end{split}$$

Разделив обе части уравнения на I_B и учитывая, что проекции ускорения центра O эксцентрика на оси координат системы XOY имеют вид: $\ddot{X}_1 = \ddot{X}_A - \omega_1^2 r_B \cos \omega_1 \tau$; $\ddot{Y}_1 = \ddot{Y}_A - \omega_1^2 r_B \sin \omega_1 \tau$, получим:

$$\ddot{\psi} + \frac{Gm'^2 \psi}{I_B} = P'' \sin \varphi_0 - \frac{P''}{I_B g} (\ddot{X}_A \cos \varphi_0 - \ddot{Y}_A \sin \varphi_0) - \frac{2P'' \sin \varphi_0}{I_B g} \omega_1^2 \sin \omega_1 \tau - \frac{P_2}{I_B g} \omega_3^2 em' \sin \omega_3 \tau.$$
 (1)

Обозначив $\frac{Gm'^2\psi}{I_B} = K_4^2$ (частота собственных

колебаний шлифовальной головки), приведем формулу (1) к виду:

$$\ddot{\psi} + K_4^2 \sin\psi =$$

$$= P'' \sin\varphi_0 - \frac{P''}{I_B g} \sin(\ddot{X}_A \cos\varphi_0 - \ddot{Y}_A \sin\varphi_0) -$$

$$- \frac{2P'' \sin\varphi_0}{I_B g} \omega_1^2 r_B \sin\omega_1 \tau - \frac{P_2}{I_B g} \omega_3^2 em' \sin\omega_1 \tau. \quad (2)$$

Выражение (2) — линейное дифференциальное уравнение, в котором \ddot{X}_A и \ddot{Y}_A определяют для каждого конкретного случая в зависимости от формы обрабатываемой поверхности и закона движения оси подвеса маятниковой головки. Наличие в правой части уравнения (2) постоянного члена P" $\sin \varphi_0$ указывает на сдвиг положения равновесия вследствие деформации обрабатываемой поверхности. Следовательно, колебания маятниковой головки будут происходить относительно этого положения.

Для упрощения расчетов сначала рассмотрим шлифование плоской длинномерной горизонтальной полосы при равномерной скорости V_0 перемещения инструмента вдоль изделия. В этом случае путь перемещения инструмента вдоль полосы $X = V_0 \tau$, откуда $\dot{X} = V_0$, $\ddot{X} = 0$ ($\ddot{Y} = 0$).

Тогда уравнение (2) упрощается:

$$\ddot{\psi} + K_4^2 \psi = P'' \sin \varphi_0 - \frac{2P'' \sin \varphi_0}{I_B g} \omega_1^2 r_B \sin \omega_1 \tau - \frac{P_2}{I_B g} \omega_3^2 em' \sin \omega_3 \tau.$$
 (3)

Уравнение (3) решим, используя принцип суперпозиции.

1. Постоянный член P" $\sin \phi_0$ в уравнении (3) дает частное решение:

$$\psi = \frac{P''\sin\varphi_0 I_B}{I_B Gm'^2} = \frac{P''\sin\varphi_0}{Gm'^2}.$$

2. Полагая, что $\ddot{\psi} + K_4^2 \psi = 0$, получим частное решение однородного дифференциального уравнения без правой части:

$$\psi_1 = A\sin(K_4\tau + \gamma).$$

Значения A и γ определяют из начальных условий, после получения общего решения уравнения (3).

3. Полагая
$$\ddot{\psi}_2 + K_4^2 \psi_2 = -\frac{2P'' \sin \varphi_0}{I_B g} \omega_1^2 r_B \sin \omega_1 \tau$$
,

получим:

$$\psi_2 = -\frac{2P''\sin\varphi_0}{I_B g(K_4^2 - \omega_1^2)} \omega_1^2 r_B \sin\omega_1 \tau.$$

4. При $\ddot{\psi}_3 + K_4^2 \psi_3 = -\frac{P_2}{I_{P}g} \omega_3^2 em' \sin \omega_3 \tau$ получим:

$$\psi_3 = -\frac{P_2}{I_R g(K_4^2 - \omega_3^2)} \omega_3^2 em' \sin \omega_3 \tau.$$

Тогда общее решение для уравнения (3) имеет вид:

$$\psi_{06} = \frac{P''\sin\varphi_{0}}{Gm'^{2}} + A\sin(K_{4}\tau + \gamma) - \frac{2P''\sin\varphi_{0}}{I_{B}g(K_{4}^{2} - \omega_{1}^{2})} \omega_{1}^{2}r_{B}\sin\omega_{1}\tau - \frac{P_{2}}{I_{B}g(K_{4}^{2} - \omega_{3}^{2})} \omega_{3}^{2}em'\sin\omega_{3}\tau.$$

При $\tau=0$ имеем $\psi_{0\bar{0}}=0;$ $\dot{\psi}=0.$ Тогда $\frac{P''\sin\phi_0}{Gm'^2}+A\sin(K_4\tau+\gamma)=0,$ откуда:

$$A = -\frac{P''\sin\varphi_0}{Gm'^2\sin\gamma};$$

$$\frac{d\psi}{d\tau} = 0 = A \frac{d}{d\tau} \left(\sin K_4 \tau \cos \gamma + \cos K_4 \tau \sin \gamma \right) =$$

$$= A K_4 \cos K_4 \tau \cos \gamma.$$

При $A \neq 0$ имеем $\cos K_4 \tau = 1$. При $A \cos \gamma = 0$ и $A \neq 0$ имеем $\gamma = \pi/2$. Тогда общее решение уравнения (3) имеет вид:

$$\psi_{00} = \frac{P''\sin\varphi_0}{Gm'^2} - \frac{P''\sin\varphi_0}{Gm'^2}\cos K_4\tau - \frac{2P''\sin\varphi_0}{I_Bg(K_4^2 - \omega_1^2)}\omega_1^2 r_B\sin\omega_1\tau - \frac{P_2}{I_Bg(K_4^2 - \omega_3^2)}\omega_3^2 em'\sin\omega_3\tau. \tag{4}$$

С учетом того, что $P''=P_2(m_4+m_5)+P_4\frac{m_4}{2}+P_3\Big(m_4+\frac{m_5}{2}\Big)$, приняв $m_4=m_5$ и $P_3=P_4$, получим: $P''=(P_4+P_2)m'$. Полагая, что $P_2+P_4=P'_{\Pi p}$, имеем $P''=P'_{\Pi p}m'$.

Приняв в первом приближении, что рычаг шлифовальной головки представляет собой стержень с равной распределенной массой, имеем:

$$I_B = \frac{1}{3} M_4 m'^2 = \frac{P'_{\Pi p}}{3g} m'^2.$$

Тогда уравнение (4) приводится к виду:

$$\psi_{06} = \frac{P'_{\Pi p} \sin \varphi_0}{Gm'^2} (1 - \cos K_4 \tau) - \frac{6 \sin \varphi_0}{m' (K_4^2 - \omega_1^2)} \omega_1^2 r_B \sin \omega_1 \tau - \frac{3P_2}{P'_{\Pi p} m' (K_4^2 - \omega_3^2)} \omega_3^2 e \sin \omega_3 \tau.$$
 (5)

Из уравнения (5) следует, что рычаг шлифовальной головки совершает сложные колебательные движения: собственные колебания с частотой K_4 и вынужденные с частотами ω_1 и ω_3 (см. рис. 1, a). При этом, чем больше угол ψ_{06} изменения положения головки, тем больше амплитуда колебаний. Заметим, что вынужденные колебания от дисбаланса шлифовального инструмента тем меньше, чем больше усилие прижима инструментальной головки к обрабатываемой поверхности. Поэтому, чтобы уменьшить амплитуду вынужденных колебаний от дисбаланса абразивного круга при данном эксцентриситете e, целесообразно увеличить усилие прижима, если это допустимо в условиях данной обработки.

Вынужденные колебания от качательных движений маятниковой головки с частотой ω_1 зависят от усилия прижима. Собственные колебания зависят от усилия прижима, длины рычага маятниковой головки и жесткости обрабатываемой поверхности.

Жесткость обрабатываемой полосы (см. рис. $1, \delta$) определяем по формуле

$$G = I_Y E \frac{3(a_3 + b_3)}{a_3^2 + b_3^2},$$

где $I_Y = ch^3/12$ — момент инерции сечения полосы относительно оси Y(c и h — ширина и толщина полосы); $E = 2 \cdot 10^7$ H/см² — модуль упругости стали.

При $a_3=b_3=50$ см, h=12 см, c=100 см получим $I_Y=67$ см 4 и $G=6,43\cdot 10^6$ H/м.

Приняв массу шлифовальной головки равной 35 кг, $\varphi_0=45^\circ$, m'=1 м, получим $I_B=11,67$ кг · м². Тогда $K_4=717$ с $^{-1}$, $\psi=3,7\cdot 10^{-5}$ рад.

При малых углах ψ максимальная амплитуда собственных колебаний рычага шлифовальной головки $A_{\rm c}'=0,037$ мм. При этом имеется в виду, что шлифуемая полоса не опирается на "постель" (основание), т. е. рассмотрен самый неблагоприятный случай. Амплитуда вынужденных колебаний от качательных движений головки $A_{\rm K}'=0,001$ мм. Амплитуда вынужденных колебаний от дисбаланса инструмента при $P_2=30$ H, $\omega_3=314$ с $^{-1}$ и эксцентриситете 0,2 мм составит:

$$A'_{\text{II}} = \frac{3P_2}{P'_{\text{IID}}m'(K_4^2 - \omega_3^2)} \omega_3^2 e 10^3 = 0,012 \text{ MM}.$$

Сравнение амплитуд собственных и вынужденных колебаний показывает, что наибольшее значение имеет $A_{\rm д}'$. Это объясняется тем, что при данном значении $P_{\rm пp}'$ не выбирается прогиб y_0 (см. рис. $1, \, e$) от продольной неплоскостности и полоса не ложится на "постель". Поэтому система "деталь—инструмент" является нежесткой, что приводит к значительным колебаниям головки. В практике шлифования длинномерные нежесткие листовые заготовки и полосы укладывают на демпфирующее основание (губчатую резину, песок и т. п.), что значительно гасит колебания головки.

Для выяснения влияния инерционных сил от вертикальных и горизонтальных подач инструмента при шлифовании фасонных поверхностей, например сферического днища, решим уравнение (2) аналогично решению уравнения (3).

При шлифовании сферических днищ радиусом $R_{\rm c}$ (см. рис. 1, ε) уравнение образующей имеет вид:

$$X_A^2 + Y_A^2 = (R_c - r_W)^2$$
.

Полагая, что абсцисса центра инструмента изменяется по закону $X_A = V_0 \tau$, получим:

$$\begin{split} Y_A &= -\sqrt{(R_{\rm c} - r_{\rm M})^2 - V_0^2 \tau^2} \,; \\ \ddot{X}_A &= 0, \quad \ddot{Y}_A &= \frac{V_0^2 (R_{\rm c} - r_{\rm M})^2}{\left[(R_{\rm c} - r_{\rm M})^2 - V_0^2 \tau^2\right]^{3/2}} \,. \end{split}$$

Дифференциальное уравнение (2) приводим к виду:

$$\ddot{\psi} + K_2^4 \psi = P'' \sin \varphi_0 + \frac{P'' \sin \varphi_0}{I_B g} \left\{ \frac{V_0^2 (R_c - r_u)^2}{[(R_c - r_u)^2 - V_0^2 \tau^2]^{3/2}} \right\} - \frac{2P'' \sin \varphi_0}{I_B g} \omega_1^2 r_B \sin \omega_1 \tau - \frac{P_2}{I_B g} \omega_3^2 em' \sin \omega_3 \tau.$$
 (6)

Частное решение для второго члена уравнения (6) имеет вид:

$$\ddot{\psi} + K_4^2 \psi = \frac{P'' \sin \varphi_0}{I_B g} \frac{a_4^2 V_0^2}{\left[a_4^2 - V_0^2 \tau^2\right]^{3/2}},$$

где $a_4 = R_{\rm c} - r_{\rm w}$.

Для вычисления частного решения неоднородного дифференциального уравнения, когда правая часть является производной функции $F(\tau)$, следует воспользоваться формулой в интегральном виде [7].

Тогда для уравнения вида $\ddot{g}+K_4^2\,{
m g}=F(\tau)$ частные решения находим по формуле $g=\frac{1}{K_4}\int\limits_0^\tau F(\xi) imes \sin(\tau-\xi){
m d}\xi$, откуда следует:

$$\psi' = \frac{1}{K_4} \int_0^{\tau} \frac{B a_4^2 V_0^2 \sin \varphi_0}{(a_4^2 - V_0^2 \xi^2)^{3/2}} \sin K_4(\tau - \xi) d\xi =$$

$$= \frac{B a_4^2 V_0^2 \sin \varphi_0}{K_4} \int_0^{\tau} \frac{\sin K_4(\tau - \xi) d\xi}{(a_4^2 - V_0^2 \xi^2)^{3/2}},$$

где $B = P''/(I_B g)$; $\sin K_4 (\tau - \xi) = \sin K_4 \tau \cos K_4 \xi - \cos K_4 \tau \sin K_4 \xi$.

Отсюда

$$\begin{split} \psi' &= \frac{B a_4^2 V_0^2 \sin \varphi_0 \sin K_4 \tau}{K_4} \int\limits_0^\tau \frac{\cos K_4 \xi \mathrm{d} \xi}{\left(a_4^2 - V_0^2 \xi^2\right)^{3/2}} \; - \\ &- \frac{B a_4^2 V_0^2 \sin \varphi_0 \sin K_4 \tau}{K_4} \int\limits_0^\tau \frac{\sin K_4 \xi \mathrm{d} \xi}{\left(a_4^2 - V_0^2 \xi^2\right)^{3/2}}. \end{split}$$

Интегралы для конкретных данных вычисляют методом прямоугольников [8].

Учитывая, что в реальных условиях шлифовальная головка представляет собой сложную механическую систему, для более точного вычисления момента инерции системы "кулиса-штанга — абразивный инструмент" относительно оси шарнирного подвеса (точка В) используем теорему Гюйгенса—Шнейдера [7]. Тогда

$$I_B = \frac{M_5}{3} m_5^2 + \frac{1}{12} M_4 m_4^2 + M_4 \left(\frac{m_4}{2} + m_5\right)^2 + 0.5 M_W^2 + M(m_4 + m_5)^2,$$

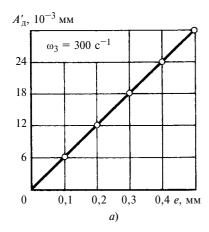
где M, M_5 , M_4 — массы инструмента, кулисы и штанги соответственно.

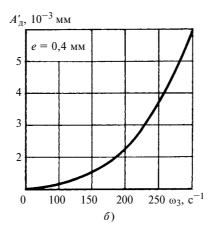
Рассмотрим элемент поверхности днища в первом приближении как плоскую жесткую пластину, защемленную по контуру, с размерами сторон a=b=0.5 м, толщиной h и, используя формулу Б. Г. Галеркина [9], получим прогиб в центре рассматриваемого элемента: $f=C_1P_yb^3/Eh^3$, где $C_1=0.0611$.

Полагая, что жесткость в центре пластины адекватна отношению P_y/f , получим: $G = Eh^3/C_1b^2$.

При $h=8\div 10$ мм имеем $G=(0.67\div 1.3)10^7$ H/м. Приняв для этого диапазона толщины $G\approx 10^7$ H/м, при m'=1 м, $m_4=m_5=0.5$ м, M=5 кг, $M_4=M_5=30$ кг, $\phi_0=45^\circ$, $R_{\rm c}=1.25$ м, $r_{\rm H}=0.15$ м, $V_0=0.1$ м/с, $r_B=0.003$ м, получим: $P'_{\rm пp}=343$ H; $I_B=25$ кг · м²; $K_4=632$ с $^{-1}$; B=1.4; $(Ba_4^2\ V_0^2\sin\phi_0)/K_4=1.9\cdot 10^{-5}$;

$$\psi' = 1,9 \cdot 10^{-5} \sin K_4 \tau \int_0^{\tau} \frac{\cos 632 \xi d\xi}{(1,1^2 - 0,1^2 \xi^2)^{3/2}} - 1,9 \cdot 10^{-5} \cos K_4 \tau \int_0^{\tau} \frac{\sin 632 \xi d\xi}{(1,1^2 - 0,1^2 \xi^2)^{3/2}}.$$





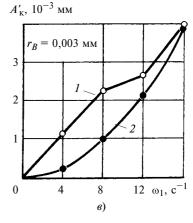


Рис. 2. Зависимости амплитуд вынужденных колебаний головки от вертикальных и горизонтальных перемещений инструмента вдоль образующей сферического днища: $A'_{\pi} = f(c, e)$ (a); $A'_{\pi} = f(c, \omega_3)$ (б), и зависимости амплитуды качательных движений головки $A'_{\kappa} = f(c, \omega_1)$ (в):

1 - эксперимент; 2 - расчет

При $\tau = 1$ с получим $\psi' = 0.9 \cdot 10^{-6}$. Тогда общее решение уравнения (6) будет иметь вид:

$$\psi_{06} = \frac{P'_{\text{np}} \sin \varphi_0}{Gm'} - \frac{P'_{\text{np}} \sin \varphi_0}{Gm'} \cos K_4 \tau + 0,9 \cdot 10^{-6} - \frac{2P'_{\text{np}} m' \sin \varphi_0}{I_B g(K_4^2 - \omega_1^2)} \omega_1^2 r_B \sin \omega_1 \tau - \frac{P_2}{I_B g(K_4^2 - \omega_3^2)} \omega_3^2 e m' \sin \omega_3 \tau.$$
 (7)

При средних значениях параметров процесса амплитуда вынужденных колебаний маятниковой головки от вертикальных и горизонтальных перемещений инструмента вдоль образующей сферического днища $A_{\rm I}'\approx 0{,}001$ мм. По уравнению (7) рассчитали зависимости амплитуды вынужденных колебаний от эксцентриситета e, который согласно ГОСТ 2424—83 может быть в пределах $0{,}2\div 0{,}4$ мм, и от частот вращения инструмента (ω_3) и эксцентрика (ω_1) (рис. $2{,}$ a-e). Амплитуда собственных колебаний при указанных исходных данных $A_{\rm C}'\approx 0{,}024$ мм.

Проведенные теоретические исследования колебательных движений маятниковых шлифовальных головок показали, что основными факторами, влияющими на амплитуду колебаний, являются дисбаланс инструмента, жесткость детали и качательные движения шлифовальной головки. Следовательно, выражение (7) является универсальным для теоретических расчетов угла колебательных движений, вызываемых основными технологическими параметрами. Следует отметить, что выражение (7) не включает в себя ряд других факторов, влияющих на процесс колебания головки, к которым относятся случайные возмущения, как указывалось выше, податливость "постели" и силы сопротивления в шарнирном подвесе головки и в шарнирном соединении кулисы и штанги, а также различные причины автоколебаний, в частности налипание металла на режущую поверхность инструмента, если он затуплен.

Анализ зависимостей $A' = f(e, \omega_1, \omega_3)$ (см. рис. 2) показал, что основное влияние на амплитуду вынужденных колебаний оказывают неуравновешенность абразивного инструмента и частота его вращения. При наиболее неблагоприятных условиях $(e_{\text{max}} \text{ и } \omega_{3\text{max}})$ амплитуда достигает 0,025 мм. Поэтому для условий полусвободного шлифования предварительная блокировка абразивного инструмента и снижение до минимума зазора между отверстием и посадочной частью шпинделя имеют большое значение. Влияние качательных движений на колебания головки значительно меньше. В диапазоне частот реальных качаний $(r_B = 0,003 \text{ мм})$ амплитуда колебаний не превышает 0,004 мм.

Больших значений достигает амплитуда собственных колебаний маятниковых шлифовальных головок. Так, при суммарной длине рычага и кулисы, равной 1 м, амплитуда собственных колебаний достигает 0,024 мм, а при шлифовании нежестких полосовых заготовок — 0,04 мм. Поэтому увеличение жесткости детали является необходимым фактором качественного шлифования. Если это невозможно, то следует использовать демпфирующие устройства или ленточное шлифование с эластичным контактным роликом, особенно на чистовых и финишных операциях.

Таким образом, проведенное теоретическое исследование колебаний маятниковых шлифовальных головок позволяет качественно и количественно оценить влияние технологических параметров на возникновение вибраций и принять необходимые меры по их уменьшению или устранению.

Экспериментальную проверку амплитуды вынужденных колебаний от качательных движений ма-

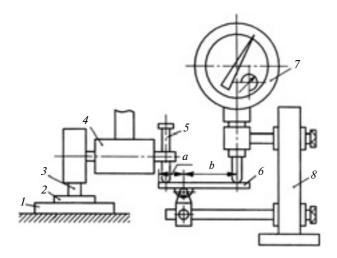


Рис. 3. Схема экспериментального стенда

ятниковой шлифовальной головки проводили на экспериментальном стенде (рис. 3) с помощью индикаторной головки ИГМ с ценой деления шкалы 0,002 мм. На столе 1 станка крепится предварительно отшлифованный с обеих сторон на плоско-шлифовальном станке образец 2, представляющий собой плоскую пластину размерами $100 \times 60 \times 10$ мм. Абразивный круг 3 тщательно балансировали и правили на шпинделе установки 4, чтобы до минимума уменьшить биение. К корпусу шпинделя крепили втулку с микровинтом 5, который кинематически контактировал с коромыслом б. Противоположный конец коромысла упирается в ножку индикаторной головки 7, которая крепится на стойке δ . Отношение плеч коромысла (b/a) увеличивало передаточное отношение от головки к индикатору. Частота ω_1 вращения эксцентрика изменялась в пределах $0.67 \div 2.5 \text{ c}^{-1}$, чтобы инерционная система "коромысло-индикаторная головка" успевала сработать при колебаниях шпинделя шлифовальной головки. Экспериментальные значения амплитуды колебаний головки приведены на рис. 2, в. Значения A'_{κ} — среднеарифметические по пяти экспериментам. Средние значения амплитуды колебаний головки несколько выше расчетных, что объясняется влиянием неплоскостности образца (в пределах 0,01 мм на длине 100 мм). Однако в целом закономерность изменения амплитуды колебаний головки $A_{\rm K}' = f(\omega_1)$ совпадает с теоретической зависимостью, подтверждая адекватность выбранной расчетной модели реальному процессу.

Колебания упругой системы при движущейся нагрузке

Колебания балок, стержней и других элементов при постоянной нагрузке достаточно подробно рассмотрены в работах [9—11] применительно к железнодорожному полотну. Установлено, что перемещение постоянного груза со скоростью V_{κ}'

вдоль оси балки (рельса), лежащей на упругом основании, вызывает колебания. Если скорость перемещения близка к фазовой скорости бегущей волны в длинномерном изделии (балка, полоса и т. п.), то наблюдается резонанс. Фазовая скорость бегущей волны, названная критической, определяется выражением

$$V_{\rm Kp} = \sqrt[4]{\frac{4 \ K_4' E J}{p_{\rm M}^2}},$$
 (8)

где K_4' — коэффициент упругого основания; E — модуль упругости; J — момент инерции поперечного сечения; $p_{\rm M}$ — удельная масса балки (полосы).

Применительно к полусвободному шлифованию длинномерной полосы, лежащей на упругом основании, можно использовать зависимость (8) для расчета $V_{\rm kp}'$. Согласно работе [1] коэффициент K_4' упругого основания для железнодорожного полотна равен $100 \div 200$ кг/см². Приняв для нашего случая в первом приближении $K_4' = 150$ кг/см², при ширине полосы 10 см, толщине 0.2 см, $E = 2 \cdot 10^6$ кг/см², J = 0.01 см⁴ получим $V_{\rm kp}' = 145$ м/с.

При полусвободном шлифовании продольная подача (скорость перемещения сосредоточенной нагрузки), как правило, не превышает $10\,$ м/мин, что на три порядка меньше полученного значения $V'_{\rm кp}=145\,$ м/с. Поэтому практический диапазон используемых продольных подач при полусвободном шлифовании не является опасным с точки зрения возникновения колебаний шлифовальной головки. Следует отметить, что коэффициент K'_4 упругого основания для условий полусвободного шлифования может отличаться от выбранного значения, но это не повлияет на результат существенно.

Значение скорости V_{κ}' получено при условии, что длинномерная полоса по всей длине опирается на упругое основание. Однако, как правило, при шлифовании таких деталей неплоскостность полосы или листа в продольном направлении (ГОСТ 7350—77) достигает 12÷24 мм на погонный метр. При этом возможны два случая. В первом случае под действием силы $P_{\rm np}$ прижима шлифовальной головки деформация в зоне контакта превышает неплоскостность и полоса (лист) прижимается к упругому основанию, т. е. полученные значения V_{κ}' соответствуют исходным условиям дифференциального уравнения нагруженной балки, лежащей на упругом основании [9, 11]. Во втором случае площадка контакта листа (полосы) с инструментом имеет деформацию меньше неплоскостности, при этом участок полосы, находящийся под действием силы прижима головки, можно рассматривать как балку на двух опорах (см. рис. 1, e). Тогда, согласно работе [11], окончательная координата рассматриваемого сечения $Y = Y_0 - Y_1$ (где Y_0 — начальный прогиб, Y_1 — деформация в рассматриваемом сечении) и прогиб рассматриваемого участка полосы

под действием движущейся со скоростью V_0 нагрузки будет:

$$Y_{1} = \frac{2P_{\text{пр}}e^{3}g}{p_{\text{M}}\pi^{2}} \sum_{i=1}^{i=\infty} \frac{\sin\frac{i\pi x}{e'}\sin\frac{i\pi V_{0}\tau}{e'}}{i^{2}(i^{2}\pi^{3}b_{5}^{2} - V_{0}^{2}b_{5}^{2})} - \frac{2P_{\text{пр}}b_{5}^{4}gV_{0}}{p_{\text{M}}-\pi^{3}b_{5}} \sum_{i=1}^{i=\infty} \frac{\sin\frac{i\pi x}{e'}-\sin\frac{i^{2}\pi^{2}b_{5}\tau}{e'^{2}}}{i^{3}(c^{2}\pi^{2}b_{5}^{2} - V_{0}^{2}e'^{2})},$$
(9)

где $b_5^2 = EJg/p_{\rm M}$.

Если предположить, что скорость V_0 мала и ею можно пренебречь, а x = e'/2, то уравнение (9) примет вид:

$$Y_1 = P_{\text{IID}}e^{3}/(48EJ)$$

(в данном случае влиянием V_0 на деформацию пренебрегаем). Тогда

$$Y = Y_0 - P_{\rm mp} e^{3}/(48EJ). \tag{10}$$

Если $Y_0 > P_{\rm пр}e^{\sqrt{3}}/(48EJ)$, то участок полосы в зоне контакта с инструментом не ложится на упругое основание и $K_4' = 0$. Для этого случая можно воспользоваться значением периода основного тона колебаний, который согласно работе [1] составляет

$$T_0 = 2\pi \sqrt{p_{\rm M} e^{4}/(EJ\pi^4 + K_4' e^4)g}.$$

Если
$$K_4' = 0$$
, то $T_0 = 2\pi \sqrt{e'^4 p_{\rm M}/(EJ\pi^4 g)}$.

Согласно формуле (9) резонанс будет иметь место при $b_1^2\pi=V_0^2\,e'^2$. Для этого случая $T_1=2e'/V_0$, следовательно, если $T_0=T_1$, то будет наблюдаться резонанс.

Для наших условий, приняв e'=100 см, $p_{\rm M}=16$ г/см, $E=2\cdot 10^7$ H/см 2 , J=0.01 см 4 , $V_0=10$ м/мин = 16,67 см/с, имеем: $T_0=0.18$ с; $T_1=12$ с. Так как T_0 на два порядка меньше T_1 , то резонансных явлений при этих условиях не будет. Определенный интерес представляет влияние дисбаланса абразивного инструмента на раскачивание участка полосы (листа), если ее деформация Y_1 под действием силы прижима головки меньше имеющейся неплоскостности, т. е. $Y_0>Y_1$.

При силе инерции от дисбаланса абразивного инструмента $P_2^{\text{ин}} = P_2 \omega_3^2 e'/g$ ее проекция на ось Y будет изменяться по синусоидальному закону:

$$P_Y^{\text{MH}} = P_2 \omega_3^2 l' \sin \omega_3 \tau / g.$$

В этом случае участок неплоской поверхности полосы длиной e' = 100 см при положении шлифовальной головки на ее середине (X = e'/2) будет иметь деформацию, определяемую выражением (10).

Под действием силы $P_Y^{\rm ин}$ головка будет раскачиваться с частотой ω_3 вынужденных колебаний. Если период возбужденных колебаний равен периоду собственных, то наблюдается резонанс. В работе [11] для этого случая приведено равенство: $b_5^2\pi^4=\omega_3^2e'^4$, из которого можно найти частоту основного тона собственных колебаний: $\sqrt{b_5^2\pi^4/e'^4}$. При $\omega_B=314$ с $^{-1}$; e'=100 см; $E=2\cdot 10^7$ H/cм 2 ; J=0,01 см 4 ; $p_{\rm M}=16$ г/см имеем $\sqrt{b_5^2\pi^4/e'^4}=3447$ с $^{-1}$.

Полученный результат на порядок выше частоты вынужденных колебаний, поэтому резонанса при этих исходных данных не будет.

Следовательно, применяемые скорости перемещения шлифовальной головки вдоль обрабатываемого изделия практически не приводят к колебаниям инструмента. Основными факторами, влияющими на колебание системы, являются дисбаланс инструмента и качательные движения головки.

Выводы

- 1. Уточненный расчет сил прижима шлифовальной маятниковой головки обеспечивает более точное определение радиальной составляющей силы резания, и следовательно, повышение качества обработки.
- 2. Силовые зависимости при бескопирном шлифовании позволяют оценить влияние углов наклона и профиля изделия на радиальную составляющую силы резания и получить их оптимальные значения.
- 3. Влияние инерционных сил на динамику полусвободного шлифования невелико и этот фактор в расчетах можно не учитывать.
- 4. Полусвободное шлифование чувствительно к факторам, вызывающим колебания маятниковой головки: дисбалансу абразивного инструмента, жесткости обрабатываемой поверхности, качательным движениям шлифовальной головки.
- 5. Полученные аналитические зависимости, описывающие колебание маятниковых шлифовальных головок, позволили количественно оценить влияние различных факторов на амплитуду колебаний и разработать мероприятия по их снижению или устранению.
- 6. Продольные подачи инструмента вдоль длинномерных тонкостенных полосовых деталей и заготовок не вызывают резонансных явлений при собственных колебаниях головки. Поэтому мероприятия по снижению амплитуды колебаний должны быть направлены на увеличение демпфирующей способности основания, на которое уложены детали.

М. А. КУЗИН (Ульяновский ГУ), e-mail: DisputFuzzy@yandex.ru

Модель вибрационной надежности центрифуги

Предложена модель вибрационной надежности погружной центрифуги вертикального типа, используемая для оптимизации центрифугирования.

Ключевые слова: погружная центрифуга, модель, критическая скорость, осадительное центрифугирование, вибрационная надежность.

The model of vibration reliability of vertical type submersible rotating machine was offered, which used for optimization of centrifuging.

Keywords: submersible rotating machine, model, precipitating centrifugation, vibration reliability.

При исследовании производительности, надежности и долговечности центрифуг, используемых в осадительных процессах химических технологий, применяют математическое и имитационное моделирование [1—3].

Погружная центрифуга — это совокупность подсистем, связанных между собой и зависящих от случайных внешних факторов. Аналитическое исследование процессов, происходящих при эксплуатации центрифуг, часто невозможно. В этом случае эффективнее использовать стохастические имитационные модели, подобные приведенной ниже математической модели.

Объект исследования данной работы — погружная центрифуга вертикального типа для разделения суспензий. Предмет исследования — модели и методы оценки производительности, надежности, долговечности и экономичности погружной вертикальной центрифуги; цель — определение оптимальной угловой скорости ω ее вала. Для этого рассмотрим процесс осадительного центрифугирования с точки зрения вибрационной надежности и построим математические модели вибрационной

надежности и осадительного центрифугирования. Реализацию моделей на ЭВМ будем осуществлять, модифицируя известные численный метод решения уравнения Ланжевена и минимаксный критерий. Построение модели осадительного центрифугирования, разработка численного метода, реализация вычислительных алгоритмов на ЭВМ и проверка адекватности построенных моделей — задачи следующего этапа работы.

Методы и результаты исследований

Для построения модели применяли метод Дункерлея для расчета параметров вибрационной надежности [1-5].

Вал *1* центрифуги имеет две опоры (рисунок). На его свободном конце через штангу *2* закреплен сборник *3*. Для простоты расчета штангу со сборником будем считать цилиндром, диаметр которого равен внешнему диаметру сборника. Расчетная схема вращающейся системы "вал центрифуги—штанга—сборник" приведена на рисунке.

Согласно результатам исследований вибрационной надежности центрифуги [1—3] и вибраций высокооборотных роторов [4, 5] деформация s вала в центре тяжести S_{c6} определяется уравнениями:

$$\begin{cases}
s = x_1 + k_1 \Phi_{c6}; \\
\Phi_{c6} = \Phi_1,
\end{cases}$$
(1)

где x_1 — деформация вала в месте присоединения штанги со сборником к валу (точка A); Φ_1 — угол поворота вала в точке A.

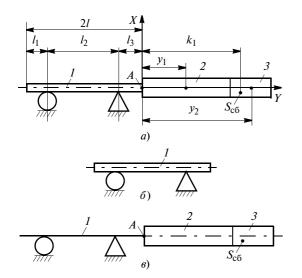
Коэффициенты влияния a_{1S} , b_{1S} , α_{1S} , β_{1S} , характеризующие прогибы вала (a_{1S} и α_{1S}) и углы

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Фельдман Е. Ю., Юнусов Ф. С.** Бескопирное шлифование крупногабаритных фасонных деталей. Казань: КГТУ им. А. Н. Туполева, 1999. 153 с.
- 2. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем. М.: Машиностроение, 1979. 384 с.
- 3. Светлицкий В. А. Случайные колебания механических систем. М.: Машиностроение, 1991. 320 с.
- 4. **Юнусов Ф. С., Фельдман Ю. Я.** Шлифование крупногабаритных деталей маятниковыми головками. М.: Машиностроение, 1981. 120 с.
- 5. **Лунев А. Н., Моисеева Л. Т., Юнусов Ф. С.** Адаптивное формообразование лопаток шлифованием. Казань: КГТУ им. А. Н. Туполева, 2002. 133 с.

- 6. **Фельдман Е. Ю., Юнусов Ф. С.** Исследование колебаний головки при полусвободном шлифовании. Прогрессивные методы обработки деталей летательных аппаратов и двигателей // Межвуз. сб. науч. тр. Казань: КГТУ им А. Н. Туполева, 1995. С. 4—7.
- 7. **Бутенин Н. В., Лунц Я. Л., Муркин Д. Р.** Курс теоретической механики. Т. 2. М.: Наука, 1979. 543 с.
- 8. **Дьяконов В. П.** Справочник для расчета на микрокалькуляторах. М.: Наука, 1985. 107 с.
- 9. **Расчеты** на прочность в машиностроении / Под ред. С. Д. Пономарева. М.: Машгиз, 1958. Т. 2. 978 с.; Т. 3. 1118 с.
- 10. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем. М.: Машиностроение, 1979. 384 с.
- 11. Тимошенко С. П. Прочность и колебания элементов конструкции. М.: Наука, 1975. 705 с.



Расчетная схема системы центрифуги "вал—штанга—сборник" (a), весомый вал без системы "штанга—сборник" (δ), невесомый вал с системой "штанга—сборник" (δ)

поворота (b_{1S} и β_{1S}) сечений вала в точке A соответственно при приложении единичной силы и единичного момента в точке S_{c6} , определяются уравнениями:

$$a_{1S} = a_{11} + k_1 \alpha_{11}; \quad \alpha_{1S} = \alpha_{11};$$

 $b_{1S} = b_{11} + k_1 \beta_{11}; \quad \beta_{1S} = \beta_{11}.$

Здесь a_{11} и b_{11} — коэффициенты влияния, характеризующие прогиб и угол поворота вала в точке A от единичной силы, приложенной в той же точке; α_{11} и β_{11} — то же самое, но от единичного момента: $a_{11}=(l_3+l_2)l_3^2/(3EJ);$ $b_{11}=\alpha_{11}=(3l_3+2l_2)l_3/(6EJ);$ $\beta_{11}=(3l_3+l_2)/(6J),$ где E — модуль упругости; $J=0.05\,d_{\rm B}^4$ — экваториальный момент инерции поперечного сечения вала диаметром $d_{\rm B}$.

Тогда уравнения деформации имеют вид:

$$x_1 = a_{11} m_{1 \mathrm{пp}} \omega^2 x_1 + a_{1S} P_{\mathrm{c6}} - \alpha_{1S} M_{\mathrm{г.c6}};$$

$$\Phi_1 = b_{11} m_{1 \mathrm{пp}} \omega^2 x_1 + b_{1S} P_{\mathrm{c6}} - \beta_{1S} M_{\mathrm{г.c6}}.$$
 Здесь
$$m_{1 \mathrm{пp}} = m_1 \bigg(0.03338 \frac{l_2^4}{(l_2 + l_3) l_3^2} + 0.37 \frac{l_2 l_3}{l_2 + l_3} + 0.245 \frac{l_3^2}{l_2} \bigg) - \text{масса вала, приведенная к точке } A \bigg(m_1 = \frac{\pi d_\mathrm{B}^2 \rho}{4} - \text{масса единицы длины вала, где } \rho - \bigg)$$

плотность материала .

Как сила инерции $P_{\rm c6}$, так и гироскопический момент $M_{\rm r.c6}$ зависят от ω^2 : $P_{\rm c6} = -m_{\rm c6}\omega^2 s$;

 $M_{\rm r.c6} = (J_0 - J_q)\Phi_{\rm c6}\omega^2$. Принимая, что при колебании вала перемещение любой его точки происходит по закону $x_1 = x_0 \cos \omega t$, $\Phi_1 = \Phi_0 \cos \omega t$, где x_0 и Φ_0 — соответственно максимальные прогиб и угол поворота сцепления вала в точке A, и дифференцируя 2 раза эти уравнения, получим: $x_1 = -x_1\omega^2$, $\Phi_1 = -\Phi_1\omega^2$. Откуда находим:

$$\begin{split} x_1 &= a_{11} m_{1\pi p} \omega^2 x_1 + (a_{11} + k_1 \alpha_{11}) \times \\ \times m_{\text{c6}} (\text{e} + x_1 + k_1 \Phi_{\text{c6}}) \omega^2 - \alpha_{11} (J_0 - J_q) \Phi_{\text{c6}} \omega^2; \\ \Phi_1 &= b_{11} m_{1\pi p} \omega^2 x_1 + (b_{11} + k_1 \beta_{11}) \times \\ \times m_{\text{c6}} (\text{e} + x_1 + k_1 \Phi_{\text{c6}}) \omega^2 - \beta_{11} (J_0 - J_q) \Phi_{\text{c6}} \omega^2. \end{split}$$

Данные уравнения можно записать следующим образом:

$$x_1(A\omega^2 - 1) + e\omega^2(a_{11} + k_1\alpha_{11})m_{c6} + \Phi_1B\omega^2 = 0;$$

$$x_1C\omega^2 + e\omega^2(b_{11} + k_1\beta_{11})m_{c6} + \Phi_1(D\omega^2 - 1) = 0,$$

где $A = m_{1\pi p} a_{11} + m_{c6} (a_{11} + k_1 \alpha_{11});$ $B = a_{11} m_{c6} k_1 + k_1^2 \alpha_{11} m_{c6} - \alpha_{11} (J_0 - J_g);$ $C = m_{1\pi p} b_{11} + m_{c6} (b_{11} + k_1 \beta_{11});$ $D = b_{11} m_{c6} k_1 + k_1^2 \beta_{11} m_{c6} - \beta_{11} (J_0 - J_g).$

Преобразовав уравнения деформации относительно x_1 и Φ_1 , получим:

$$x_{1} = \frac{[A\omega^{2} - (AD - BC)\omega^{4}]e}{(AD - BC)\omega^{4} - (A + D)\omega^{2} + 1};$$

$$\Phi_{1} = \frac{C\omega^{2}e}{(AD - BC)\omega^{4} - (A + D)\omega^{2} + 1}.$$

Таким образом, разработана модель вибрационной надежности погружной вертикальной центрифуги и получено уравнение для функции смещения центра масс системы "вал—штанга—сборник" погружной вертикальной центрифуги от угловой скорости ее вала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Кузин М. А.** Вибрационная надежность центрифуги // Нелинейный мир. 2010. № 11. С. 724—728.
- 2. **Kuzin M. A.** Simulation and Vibrational Reliability of Centrifuge for Separating Suspensions // Russian Engineering Research. V. 29. 2009. N. 11. P. 1099—1101.
- 3. **Kuzin M. A.** Vibration reliability and endurance of a centrifuge for separating suspensions // Chemical and Petroleum Engineering, V. 46, 2010. N. 1—2. P. 45—50.
- 4. **Расчет** и конструирование машин прядильного производства / А. И. Макаров, В. В. Крылов, В. Б. Николаев и др. М.: Машиностроение, 1981. 464 с.
- 5. **Кельзон А. С., Журавлев Ю. Н., Январев Н. В.** Расчет и конструирование роторных машин. Л.: Машиностроение, 1977. 288 с.

И. Е. ЛОБАНОВ, д-р техн. наук. (Национальный исследовательский университет МАИ, г. Москва), e-mail: heat204@mai.ru

Теплообмен при турбулентном течении в плоских каналах с равномерно расположенными поверхностными односторонними турбулизаторами потока

Разработана математическая модель теплообмена в плоском канале при турбулентном течении с двусторонним обогревом, интенсифицированного посредством равномерно расположенных поверхностных турбулизаторов потока.

Ключевые слова: теплообмен, интенсификация, математическое моделирование, плоский канал, односторонний турбулизатор, турбулентное течение.

Mathematical model of heat transfer in two-dimensional channel for turbulent flow provided by dual heating-up stimulated through equally spaced superficial flow energizers was developed.

Keywords: heat transfer, stimulation, mathematical modeling, two-dimensional channel, unidirectional flow energizer, turbulent flow.

В современных теплообменных аппаратах широко используют теплообменные устройства с каналами, имеющими некруглое поперечное сечение, в частности с плоскими каналами. В некоторых из этих каналов теплообмен осуществляется не через всю омываемую поверхность. Тепловое нагружение плоского канала может быть симметричным и асимметричным — тепловые потоки на поверхностях неодинаковы, например, в каналах с односторонним обогревом или двусторонним обогревом разными тепловыми потоками.

Компактность теплообменных устройств достигается интенсификацией теплообмена, для чего в плоских каналах используют в основном два способа — турбулизацию потока и развитие поверхности теплообмена, которые можно комбинировать.

Интенсификация теплообмена развитием поверхности в большинстве случаев значительно дороже из-за большей сложности изготовления таких каналов по сравнению с гладкими. В то же время этот способ при определенных параметрах теплообмена неэффективен, а иногда неприменим, например в узких плоских каналах, так как устройства для интенсификации теплообмена имеют значительные размеры по сравнению с несущим каналом. Данные устройства целесообразно применять при малой плотности теплового потока, когда термическое сопротивление оребрения незначительно. С увеличением плотности теплового потока эффективность оребрения резко уменьшается, как и при использовании материалов с низкой теплопроводностью (например коррозионно-стойких сталей).

Интенсификация теплообмена в кольцевых каналах посредством установки поверхностных турбулизаторов не имеет недостатков, присущих интенсификации развитием поверхности теплообмена [1]: не требует существенного увеличения внешних размеров плоских каналов и поэтому применима в любых плоских каналах. Изготовление турбулизаторов на поверхности кольцевых каналов не вызывает значительных технологических трудностей.

Таким образом, оптимальным способом интенсификации теплообмена в плоских каналах можно считать применение равномерно расположенных поверхностных турбулизаторов потока, что позволяет существенно интенсифицировать теплоотдачу при умеренном росте гидравлического сопротивления.

Схема интенсификации теплообмена для плоского канала посредством турбулизаторов показана на рис. 1. По аналогии с кольцевым каналом нижнюю поверхность A плоского канала условно назовем внутренней стороной, верхнюю B— внешней. В данной работе рассмотрим случай, когда турбулизаторы I выполнены на поверхности A внутренней трубы.

При моделировании интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с равномерно расположенными поверхностными турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя используем метод, примененный для кольцевых каналов с турбулизаторами [$2\div 4$]. Теория, на которой основан этот метод, позволяет описать с единых позиций интенсифицированный теплообмен как для круглых труб [$4\div 11$], так и для кольцевых [$2\div 4$] и плоских каналов с турбулизаторами.

В плоском канале (см. рис. 1) с равномерно расположенными поверхностными турбулизаторами вектор потока с максимальной скоростью $w_{x\max}$

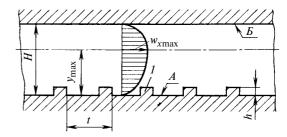


Рис. 1. Поперечное сечение плоского канала с турбулизаторами и эпюра скорости потока

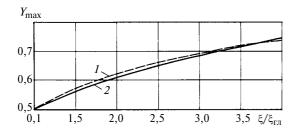


Рис. 2. Экспериментальная (1) и эмпирическая (2) зависимости координаты $Y_{\rm max}$ точки с максимальной скоростью от отношения $\xi/\xi_{\rm r,r}$ коэффициентов гидравлического сопротивления поверхностей с турбулизаторами и гладкой

смещается ближе к поверхности с меньшим коэффициентом гидравлического сопротивления [12] (см. рис. 1, размер y_{max}). Относительная координата Y_{max} детерминируется со средней погрешностью менее 0,5 % (максимальное расхождение составило менее 2 %) эмпирической формулой, полученной на основании обработки экспериментальных данных У. Уилки, П. Коуинна и Д. Барнетта [12], (рис. 2):

$$Y_{\text{max}} = \frac{y_{\text{max}}}{H} = \frac{1}{2} \left(\frac{\xi}{\xi_{\text{pul}}}\right)^{0.287},$$

где $\xi/\xi_{\Gamma N}$ — отношение коэффициентов гидравлического сопротивления поверхности A (см. рис. 1) плоского канала с турбулизаторами и гладкой поверхности E; H — ширина плоского канала.

В данном исследовании, как и для случая с кольцевыми каналами [$2\div4$], диаметр гладкого канала приняли равным диаметру канала с оребрением, а скорость потока определяли по сечению канала, которое было бы при отсутствии оребрения. Такой подход правомерен, так как при рассматриваемой предельной турбулизации высота выступов невелика. Далее сравнительный анализ проводили по эквивалентному диаметру плоского канала $d_3 = 2H$.

Число Нуссельта при стабилизированном течении для внутренней стенки плоского канала с двусторонним подводом теплоты согласно работам [13, 14] составляет:

$$Nu_{1\infty} = \begin{cases} \frac{1}{2} \int_{0}^{1} \frac{w_{x}}{w_{x}} dY - 1 \\ \frac{1}{2} \int_{0}^{1} \frac{w_{x}}{w_{x}} dY - 1 \end{cases} + \frac{1}{2} \frac{q_{c2}}{q_{c1}} \begin{cases} \frac{y_{w_{x}}}{\frac{1}{2}} dY - 1 \\ \frac{y_{x}}{\frac{1}{2}} dY - 1 \\ \frac{y_{x}}{\frac{1}{2}} dY - 1 \end{cases} \begin{bmatrix} \frac{y_{w_{x}}}{\frac{1}{2}} dY \\ \frac{y_{x}}{\frac{1}{2}} dY \end{bmatrix} dY \end{cases}, \qquad (1)$$

где w_x и w_x — продольная и среднерасходная скорости потока; $q_{\rm c2}/q_{\rm c1}$ — заданное отношение тепловых потоков при наружном и внутреннем обогреве соответственно; ${\rm Pr}$ — число Прандтля (${\rm Pr}_{\rm T}$ — турбулентное); μ — динамическая вязкость ($\mu_{\rm T}$ — турбулентная).

Таким образом, для расчета интенсифицированного теплообмена в плоском канале с турбулизаторами необходимо определить интегралы в формуле (1) для всего канала. Для этого плоский канал разбиваем на три подслоя с внешней (без турбулизаторов) стороны и на четыре подслоя с внутренней, т. е. интенсифицированный теплообмен в плоском канале с турбулизаторами моделируется семислойной схемой турбулентного пограничного слоя: для гладкой стороны — вязкий подслой, промежуточный подслой, турбулентное ядро; для интенсифицированной стороны — вязкий подслой, промежуточный подслой, турбулентное ядро во впадине, турбулентное ядро.

Расчеты интенсифицированного теплообмена как для круглых труб $[4 \div 12]$, так и для кольцевых каналов $[2 \div 4]$ с турбулизаторами показали, что до-

пущение
$$\frac{w_{_{X}}}{w_{_{X}}} \approx 1$$
 незначительно влияет на оконча-

тельный результат расчета осредненного теплообмена. Поскольку интегральные методы довольно консервативны относительно профиля эпюры скорости, такой же вывод можно сделать относительно расчета интенсифицированного теплообмена для условий плоского канала с турбулизаторами. Следовательно, можно аналитически решить задачу об интенсифицированном теплообмене для плоского канала с турбулизаторами с двусторонним подводом теплоты.

Согласно принципу аддитивности выражения для интегралов, входящих в правую часть формулы (1), для каждого из соответствующих подслоев I_i примут вид:

$$Nu_{1\infty} = 1/\sum_{i=1}^{7} I_i.$$
 (2)

В формуле (2) индекс i=1;2;3;4 означает соответственно вязкий подслой, промежуточный подслой, вихревое ядро во впадине, турбулентное ядро для внутренней поверхности плоского канала; а i=5;6;7 — турбулентное ядро, промежуточный подслой, вязкий подслой для его внешней поверхности.

Таким образом, для расчета интенсифицированного теплообмена в плоском канале с турбулизаторами необходимо определить I_i для всего плоского канала, т. е. для семи подслоев выбранной схемы турбулентного пограничного слоя.

Ниже приведены данные об указанных подслоях, где β и β_1 — коэффициенты в законе "третьей

степени" для гладкой и шероховатой поверхностей; μ_{T}/μ — отношение турбулентной и молекулярной вязкостей; σ — постоянная, характеризующая начальную турбулентность; ξ — коэффициент гидравлического сопротивления; Re — число Re

Внутренние подслои:

1. Вязкий, расположен в окрестности $Y \in \left[0; \ \frac{5}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}\right] :$

$$\frac{\mu_{\rm T}}{\mu} = \frac{\beta_1}{25} \operatorname{Re}^3 Y^3 \left(\frac{\xi}{32}\right)^{\frac{3}{2}};$$

$$\frac{w_x}{w_x} = \frac{\xi}{16} \operatorname{Re} Y.$$

2. Промежуточный, расположен в окрестности $Y \in \left[\frac{5}{Re} \sqrt{\frac{32}{\xi}}; \frac{30}{Re} \sqrt{\frac{32}{\xi}}\right]$:

$$\frac{\mu_{\rm T}}{\mu} = \frac{\rm Re}{5} \, Y \sqrt{\frac{\xi}{32}} - 1;$$

$$\frac{w_x}{\overline{w}_x} = 5\sqrt{\frac{\xi}{8}} \left[1 + \ln\left(\frac{\text{Re}}{5}Y\sqrt{\frac{\xi}{32}}\right) \right].$$

3. Вихревое ядро во впадине, расположено в окрестности $Y \in \left[\frac{30}{\text{Re}}\sqrt{\frac{32}{\xi}}; \frac{h}{H}\right]$:

$$\frac{\mu_{\rm T}}{\mu} = \frac{2}{5} \sqrt{\frac{\xi}{32}} \left(1 - \frac{h}{H} \right) \frac{h}{H} \text{Re};$$

$$\frac{w_x}{\overline{w}_x} = \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left\{ 5.5 + \frac{1}{0.4} \ln \left[\left(1 - \frac{h}{H} \right) \frac{h}{H} \operatorname{Re} \right] \right\}.$$

4. Турбулентное ядро, расположено в окрестности $Y \in \left[\frac{h}{H}; \ Y_m\right]$:

$$\mu_{\rm T}/\mu = \sigma {\rm Re};$$

$$\frac{w_x}{\overline{w}_x} = [1,325\sqrt{\xi} + 1] Y^{\sqrt{\xi}}.$$

Внешние подслои:

5. Турбулентное ядро, расположено в окрестно-

сти
$$Y \in \left[Y_m; 1 - \frac{30}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}} \right]$$
:

$$\mu_{\rm T}/\mu = \sigma {\rm Re};$$

$$\frac{w_x}{w_x} = [1,325\sqrt{\xi} + 1] Y^{\sqrt{\xi}}.$$

6. Промежуточный, расположен в окрестности $\frac{30}{32}$, $\frac{32}{32}$

$$Y \in \left[1 - \frac{30}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}; \ 1 - \frac{5}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}\right]$$
:

$$\frac{\mu_{\rm T}}{\mu} = \frac{{\rm Re}}{5} (1 - Y) \sqrt{\frac{\xi}{32}} - 1$$
:

$$\frac{\frac{w_x}{\overline{w}_x}}{= 5\sqrt{\frac{\xi}{8}}} \left[1 + \ln\left(\frac{\text{Re}}{5}(1-Y)\sqrt{\frac{\xi}{32}}\right) \right].$$

7. Вязкий, расположен в окрестности $Y \in \left[1 - \frac{5}{R_0} \sqrt{\frac{32}{\epsilon}}; 1\right]$:

$$\frac{\mu_{\rm T}}{\mu} = \frac{\beta}{25} \, \text{Re}^3 (1 - Y)^3 \left(\frac{\xi}{32}\right)^{\frac{3}{2}};$$

$$\frac{w_x}{\overline{w}_x} = \frac{\xi}{16} \operatorname{Re}(1 - Y).$$

Так как в данном исследовании для расчета теплообмена используется вполне обоснованное допущение $w_x/\overline{w}_x \approx 1$, а максимальная скорость потока имеет место в области турбулентного ядра, то возможно аналитическое решение задачи о теплообмене для всего турбулентного ядра в целом.

Необходимо провести интегрирование для каждого из семи подслоев. Для общего случая теплового нагружения удобнее проводить численное интегрирование. При относительно больших расстояниях между отдельными турбулизаторами регулярные вихри занимают только небольшую часть этих расстояний. Поэтому схема с вихревым ядром в этом случае несправедлива, границей вихревого

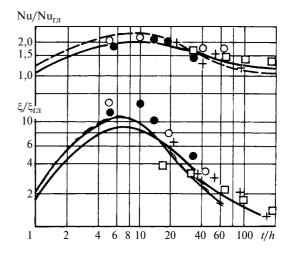


Рис. 3. Теоретическая (штриховая) и экспериментальная (сплошная линия и точки) зависимости $Nu/Nu_{\Gamma T}$ от t/h для плоских каналов с турбулизаторами, полученные для семислойной схемы турбулентного пограничного слоя, и зависимости $\xi/\xi_{\Gamma T}$ от t/h

ядра во впадине является не линия y=h, а линия $hR_0=30/{\rm Re}\,\sqrt{\xi/32}\,\sqrt{n}$. Следовательно, при высоте турбулизаторов меньше толщины промежуточной области, т. е. в случае $h/R_0 \leqslant 30/{\rm Re}\,\sqrt{\xi/32}\,\sqrt{n}$, имеет место элиминирование вихревого ядра во впадине.

Сопоставление расчетных данных интенсифицированного теплообмена с экспериментальными

Расчетные данные (показатели) теплообмена воздуха в плоском канале с равномерно расположенными поверхностными турбулизаторами пото-

Таппа	h/d_{9}	t/d ₉		Nu/Nu _{гл}			
Тепло- носитель			Re	Экспе- римент	Расчет		
		0,2		2,42	2,48		
Doza		0,433		2,86	2,84		
Вода		0,867		1,73	1,10		
		1,733		1,53	1,72		
	0,033	0,867	2 104	1,97	2,16		
	0,033	0,2	$3 \cdot 10^4$	2,92	2,50		
Трансфор-		0,433		3,16	2,78		
маторное масло		1,733		1,77	1,76		
		0,3		2,95	2,48		
		0,22		2,92	2,30		
	0,143	0,657	$3 \cdot 10^{3}$	1,32	1,33		
		0,27		2,02	1,98		
		0,54		1,67	1,80		
	0,0169	1,08	2·10 ⁵	1,42	1,52		
		1,62		1,33	1,39		
		3,24		1,23	1,24		
	0,0286	1,86		1,35	1,19		
		1		1,40	1,26		
		0,657		1,29	1,18		
Воздух	0,0543	1,86		1,72	1,56		
БОЗДУХ	0,0658	1		1,86	1,80		
	0,0715	0,657		1,82	1,65		
	0,143	1,86	10 ⁴	2,57	2,48		
	0,143	1	10.	2,82	3,36		
	0,0715	0,657		2,16	2,53		
	0,0543	1,86		1,40	1,31		
	0,0658	1		1,45	1,51		
	0,0715	0,657		1,305	1,41		
	0,143	143 1,86		1,74	1,91		
	0,143	1		1,70	1,67		

ка сравним с соответствующими экспериментальными данными, наиболее полно представленными в работе [12].

На рис. З зависимость (штриховая линия) относительного числа Нуссельта $Nu/Nu_{\Gamma \Pi}$ от отношения t/h (см. рис. 1) построена на основании теоретических данных по теплообмену для плоских каналов с турбулизаторами, полученных для семислойной схемы турбулентного пограничного слоя при $Re = 3 \cdot 10^4$ и $h/d_3 = 0.0317 \div 0.0634$. Для сравнения эта же зависимость (сплошная линия) построена по наиболее обоснованным экспериментальным (точки) данным из работы [12]. По тем же данным построены зависимости $\xi/\xi_{\Gamma \Pi}$ от t/h. Видно хорошее согласование теоретических и экспериментальных данных.

В таблице сопоставлены расчетные данные по теплообмену, полученные при вышеприведенной семислойной схеме турбулентного пограничного слоя, для плоских каналов с турбулизаторами для широкого диапазона чисел Рейнольдса, Прандтля и геометрических параметров турбулизаторов, и экспериментальные результаты, полученные разными авторами [12]. Сопоставление показывает, что данная теория адекватно описывает существующий экспериментальный материал в очень широком диапазоне определяющих параметров.

Таким образом, полученные результаты расчета интенсифицированного теплообмена в плоских каналах с турбулизаторами в зависимости от вышеуказанных параметров хорошо согласуются с существующими экспериментальными данными и имеют перед последними неоспоримое преимущество, поскольку допущения, принятые при их выводе, охватывают более широкий диапазон определяющих параметров, чем ограничения, имеющиеся в экспериментах ($Pr = 0.7 \div 100$; $Re = 103 \div 106$; $h/d_9 = 0.005 \div 0.1$; $t/h = 1 \div 200$). По результатам расчетов на основании разработанной семислойной модели турбулентного пограничного слоя можно оптимизировать интенсификацию теплообмена в плоских каналах с турбулизаторами с двусторонним обогревом, а также управлять этим процессом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Эффективные** поверхности теплообмена / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, И. З. Копп и др. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
- 2. **Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е.** Моделирование теплообмена в кольцевых каналах с турбулизаторами с помощью семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Докл. РАН. 2005. Т. 402. № 2. С. 184—188.
- 3. **Лобанов И. Е.** Моделирование теплообмена в кольцевых каналах с турбулизаторами с помощью семислойной модели турбулентного пограничного слоя // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. Тр. XV школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А. И. Леонтьева. М.: МЭИ, 2005. Т. 1. С. 103—106.

- 4. **Лобанов И. Е.** Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: Дис. ... д-ра. техн. наук. М.: 2005. 632 с. Машинопись
- 5. **Dreitser G. A., Myakotchin A. S., Lobanov I. E.** A simple method for evaluation of heat transfer enhancement in tubular heat exchangers under single-phase flow, boiling, condensation and fouling conditions // Proceeding of the Third International Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries held at the Davos Congress Centre. Davos (Switzerland): 2001. P. 445–455.
- 6. **Dreitser G. A., Myakotchin A. S., Lobanov I. E.** Effective Heat Transfer Enhancement in Tubular Heat Exchangers under Single-Phase Flow, Boiling, Condensation and Fouling Conditions // International Journal of Heat Exchangers. 2002. V. III. N. 3. P. 105—127.
- 7. **Лобанов И. Е.** Моделирование теплообмена и сопротивления при турбулентном течении в каналах теплоносителей в условиях интенсификации теплообмена // Тр. Третьей российской национальной конф. по теплообмену. Т. 6. Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен. М.: МЭИ, 2002. С. 140—143.
- 8. Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е. Исследование предельной интенсификации теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока // Теплофизика высоких температур. 2002. Т. 40. N. 6. С. 958—963.

- 9. **Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е.** Моделирование изотермического теплообмена при турбулентном течении в каналах в условиях интенсификации теплообмена // Теплоэнергетика. 2003. № 1. С. 54—60.
- 10. **Dreitser G. A., Lobanov I. E.** Modelling of Heat Transfer and Hydraulic Resistance of Turbulent Gas and Liquid Flow in Tubes with Circular Turbulizers // Proceeding of the Fourth International Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries held at the Fodele Beach Hotel. Crete Island (Greece): 2003. P. 139—147.
- 11. Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е. Моделирование предельной интенсификации теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока для различных теплоносителей с постоянными и переменными теплофизическими свойствами // Тр. V Минского междунар. форума по тепломассообмену. Минск, 2004. Т. 1. № 27. С. 1—9.
- 12. **Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Ярхо С. А.** Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1972. 220 с.
- 13. **Новиков И. И., Воскресенский К. Д.** Прикладная термодинамика и теплопередача. М.: Госатомиздат, 1961. 548 с.
- 14. **Новиков И. И., Воскресенский К. Д.** Прикладная термодинамика и теплопередача. М.: Атомиздат, 1977. 349 с.

УДК 621.882-192

В. И. ЗМИЕВСКИЙ, В. Н. БУТРИМ, кандидаты технических наук (ОАО "Композит", г. Королев Московской обл.), e-mail: info@kompozit-mv.ru

Способы обеспечения надежности резьбовых соединений, работающих при криогенных температурах

Приведены способы обеспечения надежности резьбовых соединений, работающих при криогенных температурах.

Ключевые слова: резьбовые соединения, трение, заедание, схватывание, прочность, механические свойства материалов, криогенные температуры.

Methods of reliability control of cryogenic temperature screw joints were presented.

Keywords: screw joints, friction, scouring, frictional seizure, strength, material mechanical characteristics, cryogenic temperatures.

Работоспособность резьбовых соединений во многом определяет надежность и весовое совершенство конструкций. Проведены исследования по применению ряда коррозионно-стойких сталей для изготовления крепежных деталей, эксплуатируемых при низких температурах (до –253 °C).

Надежность резьбовых соединений

Возможны три случая выхода из строя резьбовых соединений: разрушение от высоких напряже-

ний; сварка витков в результате трения при затяжке; заедание в результате пластической деформации витков.

Разрушение резьбового соединения от высоких напряжений

Согласно энергетической теории прочности эквивалентное напряжение, возникающее в резьбовом соединении при затяжке (от осевого усилия и крутящего момента), определяется зависимостью:

$$\sigma_{\text{9KB}} = \sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau^2},\tag{1}$$

где σ_3 — напряжение от усилия затяжки; τ — напряжение от момента трения в резьбе.

Основное назначение резьбовых соединений — создание осевого усилия, определяемого напряжением σ_3 . Поэтому весовое совершенство резьбового соединения определяется зависимостью $\sigma_3/\sigma_{3KB} = \sigma_3/[\sigma]$, где $[\sigma]$ — допустимое напряжение для данного материала. Величину $[\sigma]$ определяют

как $\sigma_{0,2}/n$, где $\sigma_{0,2}$ — предел текучести материала; n — запас прочности.

Рекомендуют в резьбе принимать коэффициент трения $f_{\rm p}=0.15$ и рассчитывать резьбовые соединения по зависимости $\sigma_{\rm 3KB}=1.3\sigma_{\rm B}$, где $\sigma_{\rm B}$ — временное сопротивление материала резьбы [1].

Специальные исследования [1, 2] по изучению коэффициентов трения в резьбовых соединениях в зависимости от сочетания материалов болта и гайки, наличия покрытий, поверхностных обработок и смазочных материалов показали, что значения f_p могут изменяться от 2,0 до 0,04: первое имеет место в случае сухого трения резьб из коррозионно-стойких сталей аустенитного и аустенитно-ферритного классов; второе достигается для тех же материалов при совместном использовании гальванических покрытий и смазочных материалов.

Значению $f_{\rm p}=2,0$ соответствует $\sigma_{\rm 3}=0,125[\sigma],$ т. е. напряжение затяжки составляет только 12,5 % от допустимого напряжения материала. Это весьма низкое весовое совершенство. Значению $f_{\rm p}=0,04$ соответствует $\sigma_{\rm 3}=0,955[\sigma],$ что составляет 95,5 % от допустимого напряжения. Таким образом, применение покрытия и смазочных материалов повышает весовое совершенство резьбового соединения из тех же материалов в 7,64 раза.

Для измерения силовых факторов (момента на ключе, моментов трения в резьбе и на торце, осевого усилия затяжки), возникающих при затяжке резьбового соединения, использовали специальное устройство [1, 2], которое в настоящее время можно усовершенствовать, применяя более современные средства измерений и ЭВМ.

При назначении допустимых напряжений для материалов, применяемых в резьбовых соединениях, используют допустимое напряжение $[\sigma] = 0.8\sigma_{0,2}$, где $\sigma_{0,2}$ — условный предел текучести материала. Исследования резьбовых соединений из разных материалов показали, что при этом условии могут иметь место пластические деформации, которые в резьбе допускать нельзя. Для ряда материалов пластическая деформация имеет место даже при напряжениях, соответствующих пределу пропорциональности $\sigma_{\text{пц}50}$. Допустимое напряжение не должно вызывать пластической деформации. Это надо проверять экспериментально для каждого сочетания применяемых в резьбовом соединении материалов.

Сварка трением витков при затяжке резьбы

Отказ резьбового соединения может возникать в результате сварки трением контактирующих поверхностей витков, что наблюдается при превышении определенного удельного давления между вит-

ками
$$p=rac{Q_3}{\pi d_2 H_1 z},$$
 где Q_3 — осевое усилие; d_2 —

средний диаметр; H_1 — высота витка; z — число витков гайки.

Предполагается, что давление распределяется по виткам равномерно.

Допустимое давление зависит от механических свойств материалов и числа свинчиваний, особенно в условиях сухого трения (повреждаемость поверхностей увеличивается). Допустимое удельное давление повышается увеличением предела текучести и при использовании покрытий и смазочных материалов. Например, для стали ЭПЗЗ (10Х11Н23ТЗМР) в условиях сухого трения при числе свинчиваний до 50 допустимое удельное давление не превышает 80 МПа, тогда как при использовании морской смазки МЗ оно повышается до 200 МПа.

"Заедание" в результате искажения формы витков, вызванного пластической деформацией

Напряжения в резьбовом соединении при его затяжке, рассчитанные по формуле (1), должны исключать пластическую деформацию. При расчете следует использовать значения коэффициента $f_{\rm p}$ трения в резьбе, полученные экспериментально.

Особенности выполнения и затяжки резьбового соединения

Криогенные температуры вызывают охрупчивание материалов, что усугубляется наличием надрезов (места сопряжений витков). Нормативные документы на резьбы регламентируют радиусы сопряжений витков. При малых радиусах наблюдаются высокие концентрации напряжений. Поэтому при криогенных температурах контролю радиусов сопряжений витков должно уделяться особое внимание. Для этого используют инструментальные микроскопы с радиусными головками. Так как процесс трудоемкий, контроль проводят выборочно. Однако из-за возможных повреждений резцов в процессе производства достаточно сложно обеспечить необходимые радиусы сопряжений витков. Целесообразнее выполнять резьбу накаткой.

Затяжку резьбы криогенных установок проводят при нормальной температуре. Поэтому необходимо знать коэффициенты линейного расширения материалов крепежных деталей и элементов стягиваемого пакета, которые могут существенно различаться. Если коэффициент линейного расширения материала болта значительно больше, чем материала стягиваемого пакета, то при охлаждении конструкции могут возникнуть дополнительные (кроме напряжений от затяжки) напряжения. Это может

привести к пластическим деформациям и нарушению работоспособности резьбового соединения, несмотря на то, что с понижением температуры напряжения $\sigma_{0,2}$ и $\sigma_{\rm B}$ материалов значительно увеличиваются.

Для обеспечения надежности затяжку следует

проводить с использованием моментных ключей.

Назначить момент $M_{\rm KJ}$ на ключе можно, только зная момент $M_{\rm T}$ на торце, который можно определить при известном коэффициенте $f_{\rm p}$ трения на торце. Последний определяют экспериментально для конкретного сочетания материалов и форм трущихся поверхностей. Таким образом, $M_{\rm KJ} = M_{\rm p} + M_{\rm T}$, где $M_{\rm p} = Q_3 \frac{d_2}{2} \left(\frac{S}{\pi d_2} + f_{\rm p} \right)$ — момент в резьбе (здесь S — шаг резьбы); $M_{\rm T} = f_{\rm T} Q_3 R_{\rm T}$ — момент на торце (здесь $R_{\rm T}$ — радиус трения на торце вращаемой де-

Материалы резьбовых соединений

тали, зависящий от формы торца).

Для изготовления резьбовых соединений используют коррозионно-стойкие материалы, не охрупчивающиеся при криогенных температурах.

Исследования проводили на образцах в виде шпилек $M6\times1$ с резьбой, изготовленной резцом и накаткой, из сталей: 12X18H9 селект, упрочненной пластическим деформированием при температуре -196 °C; BHC25 (ЭП810, 03X12H10MTP); ЭП33 (10X11H23T3MP).

При температурах 20, -196 и -253 °C определяли комплекс механических свойств по ГОСТ 22706—77 ($\sigma_{0,2}$; $\sigma_{\rm B}$; $\phi_{\rm S}$; ψ ; $\sigma_{\rm B}^{\rm H}$; $\psi_{\rm p}$) и ГОСТ 22848—77 (*КСИ* и *КСV*), а также разрушающие нагрузки шпилек, установленных без перекоса и с перекосом, равным 8°.

Для испытаний на растяжение использовали образцы по ГОСТ 22706—77 типа 1 № 3к (диаметр 5 мм) и типа 3 № 12к (диаметр в месте надреза 5,0 мм, диаметр гладкой части 7,0 мм, радиус основания надреза 0,1 мм, угол раскрытия 45°).

Для испытаний на ударную вязкость использовали образцы типов I и II по ГОСТ 9454—78.

Поперечное сужение ψ_p в резьбе после разрыва определяли измерением внутреннего диаметра резьбы до и после разрыва с помощью инструментального микроскопа БМИ1 (цена деления 5 мкм).

Проверка радиуса сопряжения витков с помощью того же микроскопа показала, что для шпилек, изготовленных нарезкой, он колеблется в пределах $0.2 \div 0.3$ мм, однако встречаются шпильки, у которых сопряжение имеет трапецеидальную форму с радиусами скругления 0.1 мм. Резьбы, полученные накаткой, имеют стабильный радиус сопряжения профилей, равный 0.2 мм.

Результаты испытаний стали 12X18H9 приведены в табл. 1. Эта сталь, упрочненная пластическим деформированием при температуре -196 °C, имеет при 20 °C напряжения $\sigma_{0,2} > 981$ МПа и $\sigma_{\rm B} > 1275$ МПа. При температуре -253 °C указанные характеристики возрастают соответственно до 1864 и 2109 МПа. Сталь имеет высокие чувствительность к надрезу ($\sigma_{\rm B-253}^{\rm H} \approx 2747$ МПа, $\sigma_{\rm B}^{\rm H}/\sigma_{\rm B} > 1,2$), пластичность ($\delta_{5_{-253}} > 12$ %, $\psi_{-253} > 45$ %) и ударную вязкость ($KCU_{-253} > 988$ кДж/м²; $KCV_{-253} > 588,4$ кДж/м²).

Высокую конструктивную прочность при температуре 20 °C показали при испытаниях и шпильки с резьбой, нарезанной резцом. При испытаниях

Таблица 1
Механические свойства стали 12Х18Н9 селект (упрочнение деформированием при температуре −196 °C, отпуск при 350 °C)
и изготовленных из нее шпилек

Тем-	Сталь					Шпильки						
пера- тура, °С	σ _{0,2} , МПа	σ _в , ΜΠа	δ ₅ , %	ψ, %	σ _в , МПа	<i>КСU</i> , кДж/м²	<i>КСV</i> , кДж/м²	Спо- соб из- готов- ления	Угол переко- са, гра- дус	Разру- шаю- щая на- грузка	σ _{раз} , МПа	ψ _p , %
20	1051÷ 1346÷ 12,0÷ 59,0÷ 1639÷ 1226÷		-	Hape-	0	2390÷ 2440	1200÷ 1274	43,2÷ 73,4				
1060 1441 13,2	64,0	1645	1294		зание	8	2360÷ 2440	1268÷ 1285	40,0÷ 64,5			
-196	1646÷ 1670	1800÷ 1814	26,4÷ 28,0	58,0÷ 59,0	2354÷ 2423	1147,4÷ 1323,9	_	Испытания не проводились				
-253	1937 1893	2129 2124	30,6 27,0		2747 2737	980,7 1049,3	608,0 637,4	Hape-	0	3360 3350	1884 1750	12,4 15,1
233	1937 1893	2129 2124	30,6 27,0	45,5	2747 2737	980,7 1049,3	608,0 637,4	зание резцом	8	2980 2780	1602 1464	8,0 6,7

шпилек, установленных без перекоса и с перекосом в 8°, в пределах возможного разброса значения соответствуют временному сопротивлению $\sigma_{\rm B}$ материала. Высокая конструктивная прочность (разрушающая нагрузка 2360 кг) сопровождается и высокой пластичностью (поперечное сужение в резьбе $\psi_{\rm D}=40\div73,4~\%$).

Механические свойства шпилек из стали ВНС25 (03X12H10MTP) представлены в табл. 2 при температуре испытаний -253 °C: $\sigma_{0,2} = 1540 \div 1569$ МПа; $\sigma_B = 1721 \div 1731$ МПа; $\delta_5 = 15,0 \div 16,5$ %; $\psi = 52,5 \div 54,5$ %; $\sigma_B^H = 2456 \div 2417$ МПа; $KCV_{-253} = 519,8$ кДж/м².

Сталь ЭПЗЗ (10Х11Н2ЗТЗМР) подвергали термообработке в двух режимах: 1 — закалка с температуры 1090 °C, выдержка 2 ч в масле; двухразовое старение: температура 750 °C, выдержка 16 ч, охлаждение с печью до 650 °C, выдержка 12 ч, охлаждение на воздухе; 2 — двухразовое старение: температура 730 °C, выдержка 16 ч, охлаждение с печью до 650 °C, выдержка 12 ч, охлаждение с печью до 650 °C, выдержка 12 ч, охлаждение с печью. Свойства металла шпилек определены только для стали, термообработанной по режиму 1, при температуре испытаний -253 °C: $\sigma_{0,2} = 1285 \div 1344$ МПа; $\sigma_{\rm B} = 1598 \div 1638$ МПа; $\delta_{\rm 5} = 5,9 \div 7,0$ %; $\psi = 13,5 \div 13,8$ %; $\sigma_{\rm B}^{\rm H} = 1491 \div 1631$ МПа. Механические свойства шпилек представлены в табл. 3.

Механические свойства шпилек из стали ВНС25 (03X12H10MTP)

Таблица 2

	Изготовлен	ы резанием		Изготовлены накаткой					
Угол пере- коса, градус	Разрушающая нагрузка, кг	σ _{раз} , МПа	ψ _p , %	Угол пере- коса, градус	Разрушающая нагрузка, кг	σ _{раз} , МПа	ψ _p , %		
Температура испытаний 20°C									
	1860	1005	62,6	0	1850	1007	65,3		
0	1870	1006	67,2		1850	990,5	68,9		
U	1880	986	61,3	U	1850	982,6	67,2		
	1900	1005	58,0		1795	972,8	66,0		
8	1840	948	53,0	8	1795	961,1	67,2		
0	1880	1015	74,2	O	1820	982,6	65,6		
	Температура испытаний −253 °C								
	3250	1732	22,9	0	3220	1737,7	31,5		
0	3220	1798	16,0		3230	1707,3	34,4		
U	3260	1738	27,4		3190	1707,3	30,4		
	3180	1681	26,6	_	_	_	_		
	3250	1732	19,1	8	3230	1679,9	23,7		
8	2130	1668	20,3		3270	1786,8	23,2		
	3240	176,1	15,2		3270	1707,3	16,2		
			<u> </u>			l			

Механические свойства шпилек из стали ЭПЗЗ (10Х11Н2ЗТЗМР)

Таблица 3

Изготовлены резцом (термообработка стали по режиму 1)				Изготовлены накаткой (термообработка стали по режиму 2)					
Угол пере- коса, градус	Разрушающая нагрузка, кг	σ _{раз} , МПа	ψ _p , %	Угол пере- коса, градус Разрушающая нагрузка, кг		σ _{раз} , МПа	ψ _p , %		
	Температура испытаний 20°C								
0	2410÷2430	1300÷1323	13,8÷16,8	0	2400÷2470	1279÷1323	20,6÷20,7		
8	2380÷2400	1274÷1351	6,0÷12,9	8	2150÷2420	1151÷1281	11,2÷11,6		
	Температура испытаний −253 °C								
0	2830÷2850	1506÷1585	3,1÷11,2	0	3020÷3090	1616÷1640	7,4÷9,2		
8		_		8	2260÷2710	1200÷1450	8,0÷12,0		

При температуре -253 °C работоспособность шпилек ухудшается. При испытании шпилек без перекоса их разрушающее напряжение $\sigma_{\text{раз}}$ составляет лишь $0.82\sigma_{\text{в}}$. При этом поперечное сужение $\psi_{\text{р}}$ в резьбе в 3 раза меньше, чем сужение ψ_{r} определенное на гладком образце. Еще большее снижение конструктивной прочности показывают испытания шпилек с перекосом в 8°. Разрушающее напряжение снижается до $0.69\sigma_{\text{в}}$ материала. При этом поперечное сужение снижается более чем в 5 раз (с 45.5 до $6.7\div 8$ %).

Полученные данные указывают на недостаточную конструктивную надежность шпилек из стали 12X18H9 селект, упрочненной пластическим деформированием при температуре -196 °C до $\sigma_{0,2} > 981$ МПа и $\sigma_{\rm B} > 1275$ МПа. Для повышения надежности упрочнение следует снизить, уменьшив деформацию (подбирается экспериментально).

Сталь ВНС25 имеет по сравнению с предыдущей сталью более низкие (примерно на 20 %) значения $\sigma_{0,2}$ и $\sigma_{\rm B}$ при температуре 20 °C (соответственно 735,5 и 912,0 МПа) и при -253 °C (соответственно 1539,6 и 1716,2 МПа). При температуре -253 °C характеристики пластичности ($\delta_5 > 15$ %, $\psi > 50$ %), чувствительности к надрезу ($\sigma_{\rm B}^{\rm H}/\sigma_{\rm B} > 1,28$) и ударной вязкости (KCV = 519,8 кДж/м²) достаточно высокие.

Конструктивная прочность шпилек из указанной стали без перекоса и с перекосом 8° — высокая как при температуре 20 °C, так и при —253 °C, т. е. прочность материала полностью реализуется как для накатанной резьбы, так и для нарезанной резцом. Однако следует отметить, что для резьбы, полученной накаткой, поперечное сужение примерно в 1,5 раза выше, чем для резьбы, полученной нарезкой.

В отличие от двух предыдущих сталей сталь ЭП33 имеет склонность к охрупчиванию при испытаниях на растяжение. При температуре -253 °C она отличается низкой пластичностью ($\delta_5 = 5,9 \div 7,0$ %; $\psi = 13,5 \div 13,8$ %) и низким отношением $\sigma_B^H/\sigma_B = 0,97 < 1$ при термообработке по режиму 1. Несколько лучшие свойства обеспечивает режим 2.

Принимая во внимание данные по сталям 12X18H9 и ВНС25, следует отметить, что для обеспечения высокой конструктивной прочности поперечное сужение в резьбе должно быть не менее 15 % (для перекосов 8°). Это соответствует поперечному сужению материала не менее 50 %.

В связи с этим заслуживает внимания доработка режима упрочнения стали 12X18H9 селект. Для исследуемого режима упрочнения сталь обладает поперечным сужением 45 %. Некоторое уменьшение

деформации при температуре —196 °C и исключение старения при 350 °C, вероятно, обеспечат полную реализацию прочностных свойств материала, которые при этом уменьшатся незначительно. Применительно к шпилькам, работающим при низких температурах, данная сталь имеет существенные преимущества перед другими материалами. Дело в том, что резьбовое соединение затягивают при нормальной температуре, а величина затяжки определяется пределом текучести, который при такой температуре у данной стали наиболее высок (1049,3 МПа) по сравнению с ВНС25 (735,5 МПа), т. е. сталь 12Х18Н9 может обеспечить усилие затяжки на 20÷25 % большее, чем сталь ВНС25.

Выводы

- 1. Высокое весовое совершенство резьбовых соединений можно обеспечить лишь при низком коэффициенте трения в резьбе, что достигается применением смазочных материалов и покрытий, подбираемых экспериментально.
- 2. Из исследованных сталей и режимов упрочнения надежную работоспособность в шпильках при температуре —253 °C обеспечивает сталь ВНС25.
- 3. Шпильки с резьбой, изготовленной накаткой, обладают большей надежностью.
- 4. Высокая конструктивная прочность материалов в шпильках обеспечивается при поперечном сужении в резьбе не менее 15 %, что соответствует поперечному сужению материала не менее 50 %.
- 5. Для резьбовых соединений, работающих при низких температурах, необходимы материалы и способы упрочнения, обеспечивающие при прочих равных условиях при температуре 20 °C высокий условный предел текучести $\sigma_{0.2}$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Змиевский В. И., Замилацкий Е. П., Привезенцева В. С. Антифрикционные свойства смазок для резьбовых соединений из нержавеющих сталей // Вестник машиностроения. 1974. № 1. С 29—31.
- 2. Змиевский В. И., Замилацкий Е. П., Привезенцева В. С. Свинчиваемость резьбовых соединений из титановых сплавов // Вестник машиностроения. 1975. № 1. С. 46-50.
- 3. **A. с. 1443271 СССР:** МКИ⁴ G01/1/06,G01/5/24. Устройство для измерения усилий в резьбовых соединениях.
- 4. **Установка** для измерения силовых факторов в резьбовых соединениях при их затяжке // В. И. Змиевский, Е. П. Замилацкий, Ю. И. Русинович, Г. Г. Конради // Вестник машиностроения. 1973. № 12. С. 22, 23.
- 5. **Легасов В. А.** Предисловие // Атомно-водородная энергетика и технология. М.: Энергоатомиздат, 1986.

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук, М. В. ФОМИН, канд. техн. наук, М. М. ЕРМОЛАЕВ, Н. Н. КУРАЛИНА, С. В. МУРКИН (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Кинематический анализ планетарно-цевочных механизмов

Графо-аналитическим методом построены планы скоростей и получены передаточные отношения для планетарно-цевочных механизмов с передачами k-h-v, 2k-v и 2k-h.

Ключевые слова: планетарно-цевочный механизм, графо-аналитический метод, передаточное отношение.

For planetary lantern wheel machinery velocity diagrams were formed using semigraphical methods and reduction ratio for those machinery having k-h- ν , 2k- ν and 2k-h gearing were obtained.

Keywords: planetary lantern wheel mechanism, graphanalytical method, gear ratio.

Планетарно-цевочные механизмы — механизмы, содержащие: один или несколько эксцентриковых валов (как правило, до трех), циклоидальные сателлиты (до трех), профиль зубьев которых образован кривой, эквидистантной укороченной эпициклоиде; цевки, установленные в цевочном колесе или корпусе. Данный механизм обеспечивает передаточные числа — $0.97 \div 240$, его КПД более 90%, отличается высокой крутильной жесткостью и малым мертвым ходом на выходном валу (до 0.5).

В данной работе использован графоаналитический метод кинематического исследования, заключающийся в построении планов скоростей, на которых приведены векторы скоростей различных точек деталей механизма. Графоаналитический метод проще аналитического и основан на обращении движения (теорема Виллиса).

Тип механизма определяется видом передачи. Основная ось — геометрическая неподвижная, относительно которой вращается водило. Звенья планетарной передачи, оси которых совпадают с основной осью и воспринимают внешние вращающие моменты, принято называть основными звеньями. Планетарным передачам присваивают обозначение в соответствии с обозначениями их основных звеньев [1]: k — центральное зубчатое колесо; h — водило; v — выходной вал.

В планетарно-цевочных механизмах применяют планетарные передачи k-h-v, 2k-v, 2k-h [2]. Чтобы из планетарной (дифференциальной) передачи получить редуктор, необходимо зафиксировать (соединить с корпусом) или звено k, или звено h, или механизм w. В приведенных далее формулах для определения передаточных отношений i в нижнем индексе указан вид передачи, на базе которой по-

строено устройство, в верхнем — буквенное обозначение звена, которое зафиксировано.

Передачи k-h-v (рис. 1—3) — с одним центральным колесом b, водилом h, выполненным в виде эксцентрикового вала, сателлитом g и звеном v. Неотъемлемой частью передачи является механизм w с передаточным отношением между параллельными валами i = 1. Таким механизмом могут быть: двойная шарнирная муфта (см. рис. 1—3); муфта Ольдгейма; механизм параллельных кривошипов.

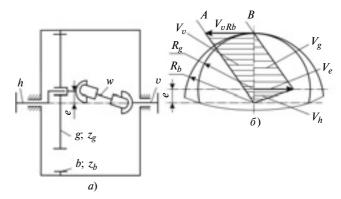


Рис. 1

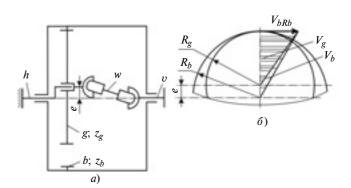


Рис. 2

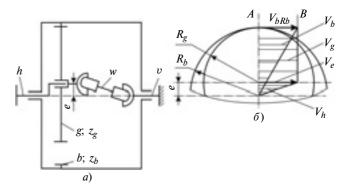


Рис. 3

Передача k-h-v позволяет получить планетарно-цевочный механизм трех типов: с фиксацией цевочного колеса (см. рис. 1, a); с фиксацией водила (см. рис. 2, a); с фиксацией механизма w (см. рис. 3, a).

При фиксации цевочного колеса входной и выходной валы механизма вращаются в разные стороны. Введем обозначения (см. рис. 1, a, δ): e эксцентриситет колен эксцентрикового вала; z_{ϱ} и z_b — числа зубьев циклоидального сателлита и цевок; R_{ϱ} и R_{b} — радиусы циклоидального сателлита и циклоидального колеса. Отложим вектор V_e , соответствующий окружной скорости колена эксцентрика, расположенного на расстоянии е от основной оси. Эпюру распределения скоростей точек циклоидального сателлита строим, учитывая, что его центр перемещается со скоростью центра колена эксцентрика, а верхняя точка сателлита неподвижна, так как он зацепляется с цевками неподвижного цевочного колеса. Механизм w передает вращение сателлита на выходной вал, не меняя угловой скорости, поэтому эпюры распределения скоростей точек сателлита и выходного вала параллельны (прямая A параллельна прямой B). Выходной вал вращается вокруг основной оси, следовательно, эта эпюра проходит через центр механизма. Согласно плану скоростей (см. рис. 1, δ), передаточное отношение механизма

$$i_{khv}^{k} = \frac{w_{h}}{w_{v}} = \frac{V_{e}}{e} \frac{R_{b}}{V_{vRb}} = \frac{-z_{g}}{z_{b} - z_{g}},$$

где w_h и w_v — частоты вращения входного и выходного звеньев; V_{vRb} — скорость звена v на расстоянии R_b от центра механизма.

При фиксации водила h механизм k-h-v перестает быть планетарным (см. рис. 2, a), так как оси всех колес не перемещаются. Входным звеном становится цевочное колесо b, а выходным — вал v. Поскольку входной вал в этом случае вращается медленнее выходного, механизм является мультипликатором (его передаточное отношение $i_{khv}^h < 1$).

Для построения плана скоростей (см. рис. 2, δ) отложим вектор V_{bRb} , соответствующий окружной скорости верхней точки цевочной обоймы (входного вала), на расстоянии R_b от центра механизма. Эпюра распределения скоростей V_b цевочного колеса представляет собой наклонную линию, проходящую через центр мультипликатора и конец вектора V_{bRb} . Поскольку сателлит находится в зацеплении с цевочной обоймой, его скорость в верхней точке также соответствует вектору V_{bRb} . Эпюру скоростей сателлита строим, учитывая, что его центр совпадает с центром колена зафиксирован-

ного эксцентрика. Механизм w имеет передаточное отношение +1, поэтому углы наклона эпюр скоростей выходного вала и сателлита равны (на рис. 2, δ скорость сателлита не показана).

Согласно рис. 2, δ передаточное отношение механизма

$$i_{khv}^{h} = \frac{w_b}{w_g} = \frac{V_{bRb}}{R_b} \frac{R_g}{V_{bRb}} = \frac{z_g}{z_b},$$

где w_b и w_g — частоты вращения входного и выходного звеньев; V_{bRb} — скорость звена b на расстоянии R_b от центра механизма.

При фиксации механизма w (см. рис. 3, a) входной и выходной валы рассматриваемого устройства вращаются в одну сторону. На плане скоростей (см. рис. 3, δ) вектор V_e соответствует окружной скорости эксцентрикового вала на расстоянии е от основной оси. Механизм w не позволяет вращаться сателлиту, делая его угловую скорость равной угловой скорости корпуса (т. е. сателлит совершает поступательное движение, хотя его центр вращается вокруг основной оси вместе с эксцентриковым валом). Поэтому эпюра распределения скоростей точек сателлита представляет собой вертикальную линию. Поскольку сателлит находится в зацеплении с цевками верхней точки цевочного колеса, их скорости равны. Это позволяет построить эпюру скоростей цевочного колеса, связанного с выходным валом.

Передаточное отношение в этом случае немного больше по модулю, чем в первом случае:

$$i^{v}_{khv} = \frac{w_{h}}{w_{b}} = \frac{V_{e}}{e} \frac{R_{b}}{V_{bRb}} = \frac{z_{b}}{z_{b} - z_{g}},$$

где w_h и w_b — частоты вращения входного и выходного звеньев.

Если число цевок больше на единицу числа зубьев сателлита (имеет место в большинстве случаев), то при зафиксированном цевочном колесе передаточное отношение составит $i_{kvh}^k = -z_g$, а при за-

фиксированном механизме w получим $i_{khv}^{v}=z_{g}$.

Передачи 2k-v (рис. 4, 5) — с двумя центральными колесами a и b, сателлитами g первой ступени, водилом h' этих сателлитов и сателлита f второй ступени, выходным звеном v, изготовленным как одно целое с водилом h'. Эксцентриковые валы h с эксцентриситетами e его колен выполняют функции водила второй ступени и механизма параллельных кривошипов.

При фиксации цевочного колеса b (см. рис. 4, a, δ) обеспечивается максимальное передаточное отношение. В этом случае входной a и выходной v валы

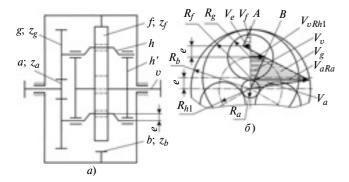


Рис. 4

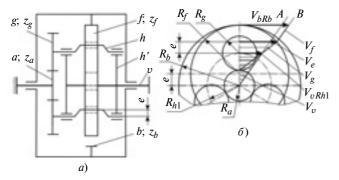


Рис. 5

вращаются в одну сторону. Введем обозначения: z_a и z_g , z_f — числа зубьев центрального колеса с внешним зацеплением и сателлитов соответственно эвольвентного и циклоидального зацеплений; z_b — число цевок цевочного колеса; R_a , R_g , R_f , R_b и R_{h1} — радиусы центрального колеса с внешним зацеплением, сателлита эвольвентного зацепления, циклоидального сателлита, цевочного колеса и водила. Отложим вектор V_{vRh1} , соответствующий окружной скорости водила на расстоянии R_{h1} от основной оси.

Водило вращается вокруг основной оси, что позволяет построить эпюру распределения скоростей его точек. Эксцентриковые валы в данной передаче играют роль параллельных кривошипов, заставляя вращаться циклоидальный сателлит в том же направлении и с такой же частотой, что и водило. Поэтому эпюры скоростей водила (V_n) и циклоидального сателлита (V_f) параллельны. Циклоидальный сателлит находится в зацеплении с неподвижным цевочным колесом, поэтому в верхней точке эпюра распределения скоростей циклоидального сателлита пересекает ноль. Центр колена эксцентрика перемещается вместе с циклоидальным сателлитом, что позволяет определить его скорость. Так как известны скорости двух его точек, строим эпюру распределения скоростей эксцентрикового вала: центра вала (скорость совпадает со скоростью водила в этой точке) и центра его колена. Поскольку сателлит с эвольвентными зубьями, установленный на этом валу, зацепляется с центральным колесом с внешними зубьями, на пересечении эпюры скоростей эксцентрикового вала с горизонтальной прямой, находящейся от основной оси на расстоянии, равном радиусу R_a , получим окружную скорость V_{aRa} центрального колеса с внешними зубьями в точке зацепления. Отсюда после некоторых преобразований получим передаточное отношение механизма:

$$i_{2kv}^{k} = \frac{w_a}{w_v} = \frac{V_{aRa}}{R_a} \frac{R_{h1}}{V_{vRh1}} = 1 + \frac{z_g}{z_a} \frac{z_b}{z_b - z_f},$$

где w_a и w_v — частоты вращения входного и выходного звеньев.

При фиксации центрального колеса с внешними зубьями a (см. рис. 5, a) водило h' также вращается вокруг основной оси, что позволяет, задавшись скоростью V_{vRh1} (см. рис. 5, δ) на расстоянии R_{h1} от этой оси, построить эпюру распределения скоростей V_v точек водила. Зная скорость $V_{v\mathit{Rh}1}$ и учитывая, что точка зацепления сателлита д с центральным колесом с внешними зубьями неподвижна, строим эпюру скоростей V_g этого сателлита и определяем по ней скорость V_e центра колена эксцентрика. Так как водило соединено с циклоидальными сателлитами механизмом w, обеспечивающим плоскопараллельное движение сателлита, то эпюры распределения скоростей точек водила (V_n) и циклоидального сателлита (V_f) параллельны (прямые A и B параллельны). Цевочное колесо вращается вокруг основной оси. Следовательно, эта эпюра проходит через центр механизма. Тогда из плана скоростей (см. рис. 5, б) передаточное отношение механизма

$$i_{2kv}^{a} = \frac{w_b}{w_v} = \frac{V_{bRb}}{R_b} \frac{R_{h1}}{V_{vRh1}} = 1 + \frac{z_a}{z_g} \frac{z_b - z_f}{z_b},$$

где w_b и w_v — частоты вращения входного и выходного звеньев.

Двухвенцовые передачи 2k-h (рис. 6, 7) — оба центральных колеса a и b имеют внутренние зубья.

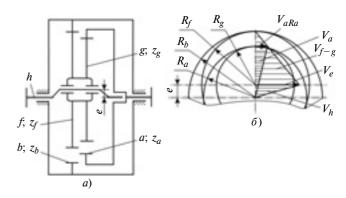


Рис. 6

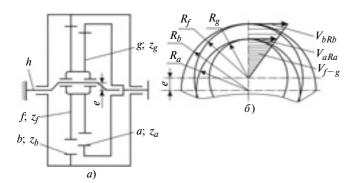


Рис. 7

При фиксации цевочного колеса b (см. рис. 6, a) водило h является входным звеном, к которому подводится вращающий момент. Оно имеет форму эксцентрикового вала, на котором вращается двухвенцовый сателлит f—g. Введем обозначения: e — эксцентриситет колена эксцентрикового вала; z_a и z_b — числа цевок цевочного колеса и корпуса; z_g и z_f — числа зубьев циклоидальных сателлитов g и f; R_a , R_b , R_g , R_f — радиусы цевочного колеса, расположения цевок корпуса, сателлитов g и f. Строим план скоростей (см. рис. 6, δ).

Если выполняется условие $z_f z_a > z_b z_g$ (т. е. при $z_b > z_a$), то выходной вал, связанный с цевочным колесом a, будет вращаться в ту же сторону, что и входной. Если условие не выполняется (т. е. при $z_b < z_a$), выходной вал будет вращаться в сторону, противоположную вращению входного вала. Передаточное отношение в обоих случаях можно определить по формуле

$$i_{2kh}^b = \frac{w_h}{w_a} = \frac{V_e}{R_e} \frac{R_a}{V_{aRa}} = \frac{z_f z_a}{z_f z_a - z_b z_g},$$

где w_h и w_a — частоты вращения входного и выходного звеньев; V_{aRa} — скорость звена а на радиусе R_a .

Максимального передаточного отношения можно достичь при выполнении трех условий: $z_f = z_b - 1$; $z_a = z_f$; $z_g = z_a - 1$. В этом случае $i_{2kh}^b = z_a^2$. Таким образом, передаточное отношение двухвенцового планетарно-цевочного редуктора с передачей 2k-h может быть весьма большим при небольшом числе цевок.

Поскольку диаметр цевочного колеса определяется, в основном, вращающим моментом на выходном валу, при небольшом числе цевок их диаметр может быть достаточно большим. Это позволяет использовать в качестве цевок ролики на игольчатых подшипниках, консольно закрепленные в цевочном колесе и корпусе.

При фиксации водила h (см. рис. 7, a) цевочное колесо b становится входным звеном, к которому подводится вращающий момент. Согласно плану

скоростей (см. рис. 7, 6) передаточное отношение составляет:

$$i_{2kh}^{h} = \frac{w_b}{w_a} = \frac{V_{bRb}}{R_b} \frac{R_a}{V_{aRa}} = \frac{z_b z_g}{z_f z_a},$$

где w_b и w_a — частоты вращения входного и выходного звеньев; V_{bRb} — скорость звена a на радиусе R_b ; V_{aRa} — скорость звена a на радиусе R_a .

Передача *k-h-v* с зафиксированным цевочным колесом (см. рис. 1) реализована в редукторе Servo 6000 фирмы Sumitomo (Япония), в редукторах ПЦР фирмы ООО "АВВИ" (Россия) и МР (Беларусь). Передача *k-h-v* с зафиксированным водилом (см. рис. 2) реализована в дифференциальном механизме [3], который является мультипликатором с передаточным отношением меньше единицы: выходное и входное звенья вращаются в одном направлении; угловая скорость выходного звена немного больше входного. Передача *k-h-v* с зафиксированным механизмом *w* (см. рис. 3) реализована в редукторе TwinSpin фирмы Spinea (Словакия).

Передача 2k-v с зафиксированным цевочным колесом (см. рис. 4) реализована в редукторах серии RD-E фирмы Nabtesco (Германия) и в Fine Cyclo F2CF-T фирмы Sumitomo (Япония).

Передача 2k-h с зафиксированным цевочным колесом (см. рис. 6) реализована в редукторе с двухвенцовым циклоидальным сателлитом фирмы Onvio (США).

Передачи 2k-v с зафиксированным центральным колесом внешнего зацепления (ем. рис. 5) и 2k-h с зафиксированным водилом (см. рис. 7) авторы считают перспективными для использования в пищевой, химической и горно-обогатительной промышленности в качестве дифференциального привода центрифуг непрерывного действия. В этих механизмах (как и в механизме на рис. 2) корпус с цевочным колесом в соединяют с обечайкой центрифуги, в которой устанавливают шнек, соединенный с выходным звеном. Корпус приводят во вращение с помощью ременной передачи, при этом частота вращения шнека несколько больше (в случае реализации схемы по рис. 2) или меньше (в случае реализации схем по рис. 5 или рис. 7) частоты вращения обечайки. Разность частот вращения входного и выходного звеньев при этом составляет 1,5÷2,7 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Планетарные** передачи: Справочник / Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. 536 с.
- 2. **Кудрявцев В. Н.** Планетарные передачи. М.—Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.
- 3. Руденко В. Н. Планетарные и волновые передачи: Альбом конструкций. М.: Машиностроение, 1980. 148 с.

Н. Н. ВЕРИЧЕВ, С. Н. ВЕРИЧЕВ, кандидаты физико-математических наук, В. И. ЕРОФЕЕВ, д-р физ.-мат. наук (Нижегородский филиал ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: nverichev@yandex.ru

Гашение изгибных колебаний вращающегося вала¹

Предложен новый принцип гашения изгибных колебаний вращающегося вала путем модуляции частоты его вращения, позволяющий автоматизировать процесс гашения вибраций, что особенно важно при эксплуатации валов в труднодоступных местах и агрессивных средах.

Ключевые слова: изгибные колебания, вал, гибкий ротор, гашение колебаний.

New concept for running shaft bending vibration suppression was offered, based on modulation of its rotation frequency and enabling to automate vibration suppression making. This is of particular importance for shafts operating in hand-to-get-at places and aggressive environments.

Keywords: bending vibrations, shaft, flexible rotor, vibration suppression.

Проблема гашения вибраций валов по-прежнему остается актуальной и важной при проектировании роторных машин разного назначения (турбин, центробежных насосов и др.), а также при их эксплуатации.

Существует много приемов гашения вибраций, в том числе защищенных патентами [1—7], например использование эластомеров [8], специальных покрытий [9] или сплавов с памятью формы [10]. Применяют самобалансировку роторных машин [11]. Нежелательные колебания можно гасить установкой подшипников скольжения с использованием жидкости [12] или сжатого воздуха [13]. Применяют также электромагнитные поля и реологические жидкости [14], пьезоэлектрические и магнитострикционные элементы, магнитные подшипники и т. д. [15—18].

Одной из причин повышенного или даже недопустимо высокого уровня вибраций является резонансное воздействие на вал со стороны самого источника вращения. Это может происходить как при разгоне вала до рабочего режима, сопровождающегося прохождением одной или нескольких резонансных зон его собственных колебаний, так и при торможении. Попадание в резонанс может произойти и при эксплуатации роторной машины на рабочей частоте вращения, если параметры (критические частоты) колебательной системы с течением времени "плывут" в направлении этой частоты, например при изменении свойств подшипни-

ков, массы колебательной системы, дисбаланса вала, а также по многим другим причинам.

В данной работе рассматривается гашение поперечных колебаний роторной системы путем управления частотой ее вращения (скоростью двигателя) [19]. Предлагаемый метод качественно отличается от вышеперечисленных тем, что не требует изменения вязкоупругих свойств системы или установки каких-либо дополнительных виброгасящих конструкций. Это особенно важно в тех случаях, когда роторная машина эксплуатируется в труднодоступном для оперативного вмешательства месте или в агрессивной среде, например центробежные насосы, работающие при высоких температурах среды на глубине нескольких километров. Метод привлекателен и тем, что гашение вибраций можно автоматизировать.

Рассмотрим изгибные колебания гибкого ротора с одним диском, приводимого во вращение двигателем неограниченной (для простоты) мощности, схема механической модели которого приведена на рис. 1, где e — эксцентриситет диска; W — геометрический центр системы; S — центр тяжести масс; O — положение равновесия диска.

Считаем, что масса вала, распределенная по длине, и масса его оборудования приведены к диску, который расположен по середине невесомого и не податливого на кручение вала.

В размерных переменных и параметрах динамика системы описывается уравнениями вида [20, 21]:

$$m\ddot{x} + \varepsilon \dot{x} + cx + k(\dot{x} + \dot{\varphi}y) = ce\cos\varphi;$$

$$m\ddot{y} + \varepsilon \dot{y} + cy + k(\dot{y} - \dot{\varphi}x) = ce\cos\varphi.$$
(1)

Здесь x и y — координаты центра тяжести диска в неподвижной системе координат, которая имеет

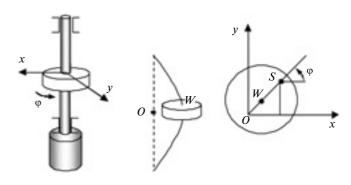


Рис. 1

26

 $^{^1}$ Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 11-08-97066-р_поволжье.

начало на оси и перпендикулярна оси невозмущенного вала; ε и k — коэффициенты внешнего и внутреннего трений при изгибных колебаниях; c — жесткость вала в точке крепления диска; m — масса диска.

Предполагаем, что при прохождении частоты вращения ротора через резонансную зону к частоте вращения вала добавляется гармоническая составляющая. Это может быть как на определенном этапе прохождения резонансной зоны ротора (при разгоне машины или ее торможении), так и при работе системы, если датчики показывают недопустимый уровень вибраций. В указанных случаях исследуемая динамическая система в безразмерных переменных и параметрах имеет вид:

$$\ddot{x} + \frac{\varepsilon \omega_0}{c} \dot{x} + x + \frac{k \omega_0}{c} (\dot{x} + \dot{\varphi} y) = \frac{e}{A_0} \cos \varphi;$$

$$\ddot{y} + \frac{\varepsilon \omega_0}{c} \dot{y} + y + \frac{k \omega_0}{c} (\dot{y} - \varphi x) = \frac{e}{A_0} \sin \varphi;$$

$$\dot{\varphi} = \Omega + An\Omega \cos(n\Omega \tau + \psi_0).$$
(2)

При переходе от системы (1) к системе (2) введены: безразмерное время — $\tau = \omega_0 t$, где $\omega_0 = \sqrt{c/m}$; угловая скорость $\Omega = \omega/\omega_0$; параметры модуляции — A и n, а также выполнено масштабирование переменных x и y некоторой постоянной A_0 , величина которой не имеет принципиального значения. За безразмерными переменными сохранены прежние обозначения.

Далее рассмотрим динамику ротора в резонансной зоне в предположении, что коэффициенты внешнего и внутреннего затуханий, а также эксцентриситет ротора малы, т. е. считаем: $\varepsilon\omega_0/c = \mu h$; $k\omega_0/c = \mu h_1$; $e/A_0 = \mu v$; $\Omega^2 - 1 = \mu \Delta$, где $\mu \ll 1$ — некоторый малый параметр.

Запишем систему (2) в эквивалентном виде:

$$\dot{x} = x_{1};
\dot{x}_{1} = -\Omega^{2} x + \mu F_{1};
\dot{y} = y_{1};
\dot{y}_{1} = -\Omega^{2} y + \mu F_{2};
\dot{\psi} = \Omega.$$
(3)

Здесь $F_1 = v\cos\varphi - (h + h_1)x_1 - h_1\dot{\varphi}y + \Delta x;$ $F_2 = v\sin\varphi - (h + h_1)y_1 + h_1\dot{\varphi}x + \Delta y;$ $\varphi = \psi + A\sin(n\psi + \psi_0).$

Наша задача — ответить на вопрос: можно ли, и если можно, то какими следует задать параметры A, n, ψ_0 модуляции, чтобы амплитуда изгибных ко-

лебаний была минимальной. Дадим следующую интерпретацию задачи, разъясняющую путь ее решения.

Системы (2) и (3) — линейные неавтономные системы двух осцилляторов, каждый из которых является резонансным фильтром частоты Ω — первой гармоники в спектре функций внешнего воздействия:

$$\cos\varphi = \cos(\psi + A\sin(n\psi + \psi_0));$$

$$\sin\varphi = \sin(\psi + A\sin(n\psi + \psi_0)); \quad \psi = \Omega\tau.$$

Эти функции можно представить рядами Фурье с коэффициентами $I_k(A)$, являющимися функциями Бесселя первого рода целочисленного аргумента. В силу линейности уравнений их решения также представим подобными рядами. Это значит, что если первая гармоника, имеющая наибольшую амплитуду в спектре колебаний осцилляторов, будет подавлена соответствующим выбором параметров модуляции, то амплитуды оставшихся гармоник будут иметь порядок величины воздействия, т. е. ≈µ. Это следует из фильтрующих свойств осцилляторов. То есть, максимальные отклонения x_{\max} и $y_{\rm max}$ вала от своей оси тоже будут иметь порядок параметра μ : x_{max} , $y_{\text{max}} \approx \mu[x(\tau), y(\tau)]$ — многочастотные функции. Таким образом, поставленная задача состоит в подавлении первой гармоники.

Для ее решения воспользуемся методом усреднения [22, 23].

Выполнив замену

$$x = u_1 \sin \psi + v_1 \cos \psi; \quad x_1 = (u_1 \cos \psi - v_1 \sin \psi)\Omega;$$

$$y = u_2 \sin \psi + v_2 \cos \psi; \quad y_1 = (u_2 \cos \psi - v_2 \sin \psi)\Omega,$$

приведем систему (3) к стандартному виду:

$$\begin{aligned} \dot{u}_1 &= \mu F_1 \cos \psi; \\ \dot{v}_1 &= -\mu F_1 \sin \psi; \\ \dot{u}_2 &= \mu F_2 \cos \psi; \\ \dot{v}_2 &= \mu F_2 \sin \psi; \\ \dot{\psi} &= \Omega. \end{aligned}$$
 (4)

Прежде чем перейти к соответствующей усредненной системе (4), заметим, что средние значения величин:

$$\langle \dot{\varphi} y \sin\psi \rangle_{\psi}; \quad \langle \dot{\varphi} y \cos\psi \rangle_{\psi}; \quad \langle \dot{\varphi} x \sin\psi \rangle_{\psi}; \quad \langle \dot{\varphi} x \sin\psi \rangle_{\psi};$$

$$\langle \cos(\psi + A \sin(n\psi + \psi_0)) \sin\psi \rangle_{\psi};$$

$$\langle \cos(\psi + A \sin(n\psi + \psi_0)) \cos\psi \rangle_{\psi};$$

$$\langle \sin\psi (\psi + A \sin(n\psi + \psi_0)) \sin\psi \rangle_{\psi};$$

$$\langle \sin(\psi + A \sin(n\psi + \psi_0)) \cos\psi \rangle_{\psi},$$

которые присутствуют в правой части системы (4), существенно зависят от параметра n. В связи с этим рассмотрим разные случаи.

1. Модуляция на частоте вращения ротора при любых целых значениях параметра n > 2, а также любых иррациональных числах. Усреднив систему (3) по быстрой фазе ψ и преобразовав время — $\mu \tau = \tau_{\text{new}}$, получим уравнения первого приближения по малому параметру:

$$\begin{split} \dot{u}_1 &= -\frac{h+h_1}{2}u_1 - \frac{h_1}{2}v_2 + \frac{\Delta}{2}v_1 + \frac{1}{2}vI_0(A);\\ \dot{v}_1 &= \frac{h+h_1}{2}v_1 + \frac{h_1}{2}u_2 - \frac{\Delta}{2}u_1;\\ \dot{u}_2 &= -\frac{h+h_1}{2}u_2 + \frac{h_1}{2}v_1 + \frac{\Delta}{2}v_2;\\ \dot{v}_2 &= -\frac{h+h_1}{2}v_2 - \frac{h_1}{2}u_1 - \frac{\Delta}{2}u_2 - \frac{1}{2}vI_0(A). \end{split}$$
 (5)

Здесь $I_0(A)$ — функция Бесселя первого рода. При данных условиях усредненные уравнения не зависят от начальной фазы ψ_0 .

Согласно принципу усреднения

$$A^* = \sqrt{u_{10}^2 + u_{20}^2 + v_{10}^2 + v_{20}^2},$$

где u_{10} , u_{20} , v_{10} , v_{20} — координаты состояния равновесия линейной системы (5), является амплитудой первой гармоники. Задача состоит в ее минимизации.

Нетрудно заметить, что система (5) имеет инвариантное многообразие $M = \{u_1 = -v_2, u_2 = v_1\}$. Можно показать, что оно является устойчивым [24], что позволяете вместо системы (5) далее рассматривать на многообразие систему, имеющую вид:

Система (6) имеет единственное состояние равновесия, и оно является устойчивым.

Поскольку координаты состояния равновесия (u_0, v_0) системы (6) пропорциональны величине $I_0(A)$, то амплитуда первой гармоники будет минимальна при минимальных значениях $|I_0(A)|$ из интервала допустимых значений амплитуды A модуляции. Соответственно, $A^*=0$ (полное гашение) при всех значениях A, для которых $I_0(A)=0$. Это уравнение имеет бесконечное число решений [25] и для выбора A можно взять любое из них. В частности, первое нулевое значение соответствует A=2,4 (минимальное значение).

Таким образом, задавая параметры модуляции частоты вращения: A=2,4, любое целое n>2 или любое n<1 при любой начальной фазе ψ_0 , получаем устойчивый эффект полного гашения первой гармоники в спектре вибраций ротора. При этом амплитуда изгибных колебаний, определяемая оставшимися гармониками, становится малой величиной $\mu\ll1$.

Численный эксперимент. Поскольку внутреннее трение не влияет на амплитуду изгибных колебаний [20], то вместо системы (1) была исследована система вида:

$$m\ddot{x} + \varepsilon \dot{x} + cx = ce \cos\varphi;$$

 $m\ddot{y} + \varepsilon \dot{y} + cy = ce \sin\varphi;$
 $\dot{\varphi} = \Omega + An\Omega\cos(n\Omega t).$

Эксперимент проводили при параметрах ротора: m = 1; $\varepsilon = 0,1$; c = 25; e = 1.

На рис. 2, a показаны установившиеся колебания $x = \dot{x}(t)$ вала на резонансной частоте при отсутствии гашения (n = 0); на рис. 2, δ — поперечное смещение $x(\omega(t))$ вала при разгоне ротора с отключенной системой гашения при прохождении через резонансную зону.

Для оценки эффективности системы гашения последующие результаты будем соотносить с данным результатом.

На рис. 3, a показан переходный процесс при включении системы гашения (n=3 и A=2,4) на резонансной частоте, коэффициент гашения равен 217,4; на рис. 3, δ — установившиеся колебания; на рис. 3, ϵ — поперечное смещение ϵ (ϵ 0) разгоняющегося вала при прохождении резонансной зоны с постоянно включенной системой гашения; коэффициент гашения равен 7,7.

На рис. 4, a показано стационарное колебание вала при включении системы гашения (n=0,6 и A=2,4) на резонансной частоте, коэффициент гашения равен 33,3; на рис. 4, δ — колебания вала при прохождении резонансной зоны при включенной системе гашения с теми же параметрами, коэффициент гашения равен 7.

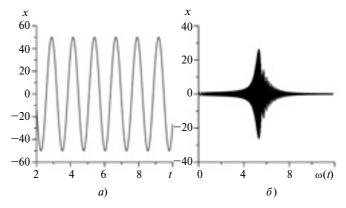


Рис. 2

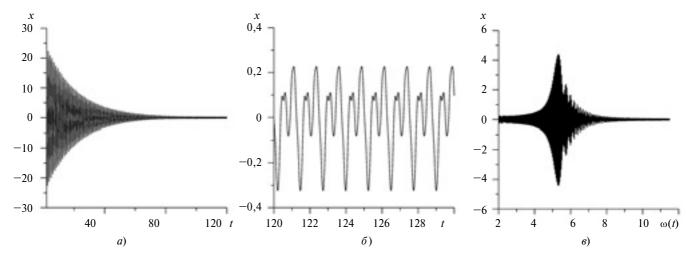


Рис. 3

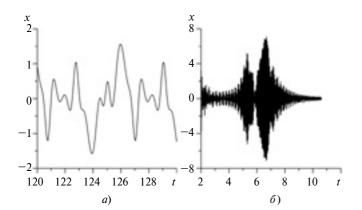


Рис. 4

Рис. 5

2. Модуляция на частоте вращения ротора n = 1. В данном случае усредненная система имеет вид:

$$\begin{split} \dot{u}_1 &= -\frac{h+h_1}{2}u_1 - \frac{h_1}{2}v_2 + \frac{\Delta}{2}v_1 + \frac{v}{2}(I_0 + I_2\cos2\psi_0);\\ \dot{v}_1 &= -\frac{h+h_1}{2}v_1 + \frac{h_1}{2}u_2 - \frac{\Delta}{2}u_1 + \frac{v}{2}I_2\sin2\psi_0;\\ \dot{u}_2 &= -\frac{h+h_1}{2}u_2 + \frac{h_1}{2}v_1 + \frac{\Delta}{2}v_2 - \frac{v}{2}I_2\sin2\psi_0;\\ \dot{v}_2 &= -\frac{h+h_1}{2}v_2 - \frac{h_1}{2}u_1 - \frac{\Delta}{2}u_2 - \frac{v}{2}(I_0 - I_2\cos2\psi_0). \end{split}$$
 (7)

Состояние равновесия линейной системы (7) является устойчивым (соответствующая однородная система имеет устойчивое интегральное многообразие с заданной на нем устойчивой системой, см. выше). Это состояние равновесия будет иметь нулевые координаты вне зависимости от фазы ψ_0 , если $I_0(A) = I_2(A) = 0$ (начальная фаза является трудно контролируемым параметром). Однако в отличие от предыдущего случая при n=1 не существует значений параметра A, при которых гашение первой гармоники было бы полным. Тем не менее

существует амплитуда модулятора, при которой амплитуда изгибных колебаний будет минимальной, а эффект гашения — положительным. Если же начальная фаза контролируема, то возможно, в частности при $\psi_0=0$, полное демпфирование.

Численный эксперимент. На рис. 5, a показаны стационарные демпфированные колебания, а на рис. 5, δ — поперечное смещение вала $x(\omega(t))$ при разгоне ротора и прохождении через резонансную зону с включенной системой гашения при n=1 и A=5,1. В данном случае при включении системы гашения на резонансной частоте коэффициент гашения равен 33,3; при постоянно включенной системе гашения и прохождении резонансной зоны — 7.

3. Модуляция на удвоенной частоте вращения вала, n=2. В этом случае усредненная система имеет громоздкий вид, поэтому ограничимся результатом *численного эксперимента*: на рис. 6, a показаны демпфированные колебания на резонансной частоте, а на рис. 6, b — процесс гашения изгибных вибраций вала при прохождении резонансной зоны. Амплитуда модуляции b = 5,5. При включении системы гашения на резонансной частоте (b = 2, b = 5,5) коэффициент гашения — 2,85;

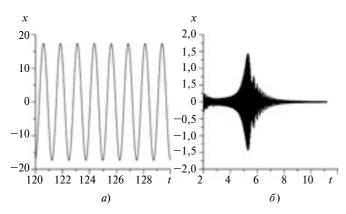


Рис. 6

при постоянно включенной системе гашения и прохождении резонансной зоны -33,3.

Таким образом, проведенное аналитическое и численное исследование модели гибкого ротора показало, что оптимальное управление путем модуляции частоты его вращения может быть эффектным методом гашения изгибных колебаний вала в кризисных ситуациях, когда по той или иной причине параметры колебаний становятся критическими.

Вопрос технического обеспечения оптимального управления частотой вращения вала в каждом конкретном случае должен решаться индивидуально, так как это является самостоятельной технической задачей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Adams M. L.** Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting // Marcel Dekker, 2000.
- 2. **Muszynska A.** Rotordynamics // Taylor & Francis Group. 2005. 1054 p.
- 3. **Suppression** of rotor vibration by a spring-damper support at one end / Iwata, Yoshio, Takamori, Yoshihiro, et al. // 1990 Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, C Hen / Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C 56 (522). P. 337—343.
- 4. **Glienicke S., Stanski U.** Structural elements for external damping of bearings // MTZ 35(7). 1974. P. JULY.
- 5. **US 20080078918.** Vibration damping devices for fuel pumps.
 - 6. US 20070177994. Compressor vibration damper.

- 7. **US 20070006393.** Device and method for damping vibration of rotating shaft system.
- 8. **Design** of elastomer dampers for a high-speed flexible rotor / J. A. Tecza, M. S. Darlow, Smalley, et al // 1979. American Society of Mechanical Engineers (Paper) (79-DET—88).
 - 9. **US 20070081901.** Vibration damper coating.
- 10. **US 20030194320.** Method of fabricating a shape memory alloy damped structure.
- 11. **US 20020125777.** Vibration damping system for ESP motor.
- 12. **Holmes R.** Squeeze-film damping of rotordynamic systems // Shock and Vibration Digest. 1980. 12(9). P. 11—15.
- 13. **US 20020179386.** Magneto-arheological steering damper.
 - 14. **RU 2307267 C1.** Hydraulic vibration isolation pad.
- 15. **US 20020175017.** Vehicle steering damping system with magnetostrictive element.
- 16. **Vibration** damping with piezoelectric actuators for electrical motors / X. Mininger, M. Gabsi, Lecrivian. et al. // COMPEL The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering. 2007. 26(1). P. 98—113.
- 17. **An experimental** investigation of the effect of an active magnetic damper on reducing subsynchronous vibrations in rotating machinery // M. Kasarda, R. G. Kirk, et al. // Proceedings of the ASME Turbo Expo 4, art. No. GT2005-68593. P. 801—806.
- 18. **Toso M., Baz A., Pines D.** Active vibration control of periodic rotating shafts // American Society of Mechanical Engineers, Aerospace Division (Publication) AD 69. 2004. P. 179—186.
- 19. **PCT/RU2008/000052.** N. N. Verichev, S. N. Verichev. Method to damp the resonance vibrations of rotary systems.
- 20. **Диментберг Ф. М.** Изгибные колебания вращающихся валов. М.: Изд-во АН СССР, 1959. 274 с.
- 21. Филиппов А. П. Колебания деформируемых систем. М.: Машиностроение, 1970.
- 22. **Крылов Н. М., Боголюбов Н. Н.** Введение в нелинейную механику. Киев: Изд-во АН УССР, 1937.
- 23. Волосов В. М., Моргунов Б. И. Метод осреднения в теории нелинейных колебательных систем. М.: Изд-во МГУ, 1971.
- 24. Веричев Н. Н., Веричев С. Н., Ерофеев В. И. К динамике системы "гибкий ротор—источник возбуждения ограниченной мощности" // Прикладная математика и механика. 2009. Т. 73. Вып. 4. С. 552—561.
- 25. **Abramowitz M., Stegun I. A.** Handbook of mathematical functions // New-York: Dover. Publications, Inc. 1964.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;

"Пресса России" — индекс **27841**;

"Почта России" — индекс 60264.



В. И. ЩЕРБАКОВ, канд. техн. наук, К. М. КРУГЛОВ, Д. В. АКСЁНОВ (МГТУ "МАМИ"), Л. С. ШКУРКО, канд. техн. наук ("АМО "ЗИЛ"), e-mail: sopr@mami.ru

Экспериментальная оценка вибродемпфирующих характеристик пластин из разных материалов

Приведены описание устройства и методика сравнительных испытаний вибродемпфирующих характеристик пластин из стали, базальтопластика и с вибропоглощающим покрытием.

Ключевые слова: вибрация, удар, испытания, частотный спектр, затухающие колебания.

Internal specification and comparison test of oscillation damping capabilities of steel, basalt-plastic plates and plates covered with vibration-absorptive material were presented.

Keywords: vibration, impact, test, frequency spectrum, damped vibrations.

Одним из наиболее распространенных методов снижения структурного шума машин является замена материала наиболее виброактивных деталей на материалы с высокими вибродемпфирующими характеристиками, что позволяет избежать изменения конструкции машины и технологии ее сборки, а следовательно, и удорожания производства. Этот путь борьбы с вибрацией и шумом машин обусловлен значительными достижениями в области материаловедения по разработке новых материалов, в частности композитов, обладающих как уникальными прочностными свойствами, так и высокими вибродемпфирующими характеристиками [1, 2]. Однако при выборе новых материалов необходима информация об их сравнительных вибродемпфирующих характеристиках. Получение такой информации и стало целью данной работы. Результаты планируется использовать при разработке мер по снижению вибраций и шума автомобилей ЗИЛ для выполнения норм ЕЭК ООН № 51-02.

Анализ шума двигателя, кабины и кузова автомобиля показал, что наибольшими источниками шума являются тонкостенные пластинчатые и оболочечные детали. Для проведения расчетных и экспериментальных иссле-

дований в качестве модели была взята пластина. Ее виброакустические свойства характеризуются спектром собственных частот и коэффициентами вибропоглощения (демпфирования), которые в свою очередь зависят от физикомеханических свойств материала, геометрических размеров и граничных условий закрепления конструкции. Поэтому при проведении экспериментов на образцах-пластинах из разных материалов, предусматривалось варьирование их геометрическими размерами и условиями закрепления. Для каждого исследуемого материала изготовляли образцы в виде геометрически подобных в плане трех прямоугольных пластин с одинаковым соотношением сторон 3:2 (675 \times 450, 450 \times 300 и 300×200 мм). С помощью специально сконструированного приспособления, представляющего собой жесткую рамку с элементами крепления, моделировали следующие виды краевых закреплений пластин: шарнирное по двум противоположным краям; шарнирное по всему периметру; жесткое защемление по двум противоположным краям. Шарнирные закрепления осуществлялись болтами и выпуклыми накладками, устанавливаемыми между опорными элементами приспособления и краями пластины. Жесткое защемление обеспечивалось клеевыми соединениями шириной 20 мм краев пластины с опорными элементами приспособления.

Были испытаны три группы образцов (пластин):

из листовой стали 08 толщиной 1 мм, используемой в серийном производстве деталей штамповочной группы (базовый материал);

из базальтопластика толщиной 3,4 мм, состоящего из базальтового волокна и эпоксидного связующего (композиционный материал);

панелей из листовой стали 08 толщиной 1 мм с вибропоглощающим покрытием Виброфол 0,30 (алюминиево-битумно-полимерное покрытие).

Сравнительные экспериментальные исследования вибродемпфирующих характеристик образцов проводили по методике вибрационных испытаний деталей автомобиля, разработанной бюро виброакустики "АМО "ЗИЛ" УЭКР, в заводской лаборатории. Образец-пластину закрепляли в приспособлении. В центре пластины устанавливали пьезодатчик 4343 компании "Брюль и Къер". Ударом специального молотка систему выводили из равновесия, возбуждая в ней собственные колебания всего частотного спектра. Датчик регистрировал колебания пластины и передавал сигнал в виде изменения ускорения во времени t на один из каналов двухканального анализатора CF-920 компании Ono Sokki. Одновременно на второй канал анализатора поступала запись ударного импульса с пьезодатчика силы 8200 компании "Брюль и Къер", установленного внутри бойка молотка. В ходе эксперимента фиксировали затухания свободных колебаний испытуемых пластин и их частотный спектр. В целях минимизации влияния случайных погрешностей на результаты эксперимента каждый образец испытывали по

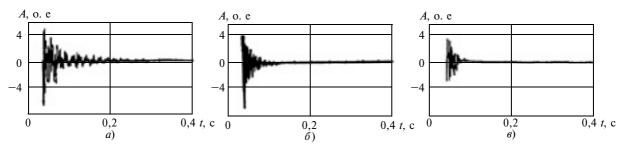


Рис. 1

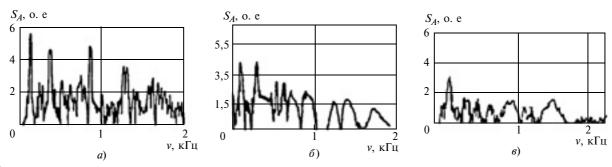


Рис. 2

4 раза. За окончательные результаты принимали средние арифметические значения по четырем испытаниям.

Изменения виброускорения амплитуды A затухающих колебаний пластин с размерами 450×300 мм из листовой стали 08, базальтопластика и панели с покрытием Виброфол 0,30 при шарнирном закреплении по всему контуру приведены соответственно на рис. 1, a, δ , ϵ . Видно, что наибольшее время возвращения в первоначальное состояние равновесия у образца из серийного материала — стали, существенно меньшее у пластины из базальтопластика и минимальное у панели с покрытием Виброфол 0,30. Темп затухания колебаний, а следовательно, вибродемпфирование базальтопластиковых пластин и панелей с покрытием Виброфол 0,30 в несколько раз больше, чем пластин из базового материала.

Частотные спектры S_A виброускорения свободных затухающих колебаний этих же пластин представлены на рис. 2. Анализ показал, что спектр S_A серийного материала (см. рис. 2, a)— широкополосный, с резкими пиками во всем диапазоне частот v и особенно в полосе от 500 до 1500 Γ ц,

которая оказывает наибольшее влияние на вибрации и шум машин. Спектр колебаний пластины из базальтопластика (см. рис. $2, \delta$) имеет более плавные пики и большую тенденцию к затуханию с ростом частот. То же отмечается и для спектра панели с покрытием Виброфол 0,30 (см. рис. 2, *в*). Последний материал имеет лучшую из рассматриваемых спектральную характеристику с точки зрения вибродемпфирования. Качественные соотношения характеристик для пластин из этих материалов сохраняются при всех видах их закрепления.

Рассмотрим количественные оценки вибродемпфирующих характеристик экспериментально исследованных панелей.

Свободные колебания пластины после приложения ударного импульса описываются выражением:

$$Z(x, y, t) = \sum_{i=1}^{\infty} A_i f_i(x; y) \times e^{-\alpha_i t} \cos(\omega_i t + \beta_i),$$
 (1)

где Z(x, y, t) — функция прогибов пластины; A_i — начальная амплитуда i-й формы колебаний; $f_i(x, y)$ — i-я собственная форма колебаний; x и y — координаты в

системе координат, расположенной в срединной плоскости пластины; α_i — коэффициент затухания i-й формы колебаний; ω_i и β_i — собственная частота и начальная фаза i-й формы колебаний.

Продифференцировав уравнение (1) по времени t первый раз, получим скорость, второй — ускорение. Из этих выражений найдем амплитудные значения перемещения A_z , скорости $A_{z'}$ и ускорения $A_{z''}$ для i-й формы колебаний в момент времени t_k :

$$A_{z}(t_{k}) = A_{i}f_{i}(x; y)e^{-\alpha_{i}t_{k}};$$

$$A_{z'}(t_{k}) = A_{i}f_{i}(x; y)\sqrt{\alpha_{i}^{2} + \omega_{i}^{2}}e^{-\alpha_{i}t_{k}};$$

$$A_{z''}(t_{k}) =$$

$$= A_{i}f_{i}(x; y)(\alpha_{i}^{2} + \omega_{i}^{2})e^{-\alpha_{i}t_{k}}.$$

Тогда для логарифмического декремента δ_i колебаний i-й формы можно записать:

$$\begin{split} \delta_i &= \ln \frac{A_z(t_k)}{A_z(t_k + T_i)} = \\ &= \ln \frac{A_{z'}(t_k)}{A_{z'}(t_k + T_i)} = \ln \frac{A_{z''}(t_k)}{A_{z''}(t_k + T_i)} = \\ &= \alpha_i T_i = \alpha_i \frac{2\pi}{\omega_i}, \end{split}$$

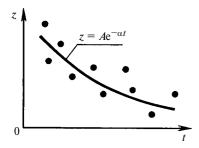


Рис. 3

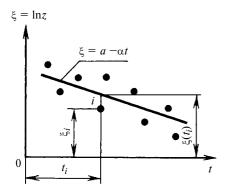


Рис. 4

где $T_i = 2\pi/\omega_i$ — период колебаний i-й формы.

Отсюда следует, что декремент колебаний может быть найден по любой из зависимостей, определяющих законы перемещений, скоростей или ускорений. На практике наиболее просто можно получить характеристики ускорений, так как пьезодатчики непосредственно регистрируют ускорения и в этом случае можно обойтись без дополнительного интегрирования элементов в цепи регистрации и анализа экспериментальных данных.

Однако в виду сложности структуры системы теоретическое и экспериментальное определения декремента колебаний и частот собственных колебаний связаны с принципиальными трудностями. Вместе с тем для решения поставленных задач достаточно провести сравнительную количественную оценку демпфирующих свойств исследуемых пластин по эффективному коэффициенту затухания а - показателю экспоненциальной зависимости (рис. 3), аппроксимирующей максимальные значения (точки) выходного процесса z(t) колебаний пластины.

Аппроксимирующая зависимость имеет вид:

$$z = Ae^{-\alpha t}, (2)$$

где A и α — неизвестные амплитуда и коэффициент затухания.

Для отыскания параметров *А* и а удобно перейти к логариф-мической координате по оси *z*. Прологарифмировав правую и левую части уравнения (2), получим:

$$\xi = a - \alpha t$$

где $\xi = \ln z$; $a = \ln A$.

В координатах ξ , t получаем линейную зависимость (рис. 4).

В соответствии с методом наименьших квадратов составим сумму квадратов отклонений значений аппроксимирующей функции $\xi(t_i)$ и дискретных значений максимумов ξ_i процесса:

$$S = \sum_{i=1}^{k} (\xi(t_i) - \xi_i)^2 =$$

$$= \sum_{i=1}^{k} (a - \alpha t_i - \xi_i)^2, \qquad (3)$$

где S — сумма квадратов отклонений; k — общее число рассматриваемых экстремумов процесса.

После исследования S на экстремум по варьируемым параметрам a и α получим формулу для определения эффективного коэффициента затухания:

$$\alpha = \frac{k \sum_{i=1}^{k} \xi_{i} t_{i} - \sum_{i=1}^{k} t_{i} \sum_{i=1}^{k} \xi_{i}}{\sum_{i=1}^{k} t_{i} - k \sum_{i=1}^{k} t_{i}^{2}}.$$
 (4)

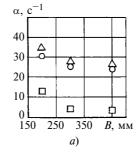
Расчеты коэффициента α по формуле (4) в графическом виде

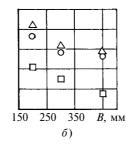
приведены на рис. 5 для пластин из листов стали 08 толщиной 1 мм (\square), базальтопластика толщиной 3,4 мм (О) и с покрытием Виброфол 0,30 (♦) при шарнирном закреплении по двум краям (см. рис. 5, a), по всему контуру (см. рис. 5, δ) и при жестком защемлении по двум краям (см. рис. 5, θ). Как видим, лучшие вибродемпфирующие свойства имеют пластины из базальтопластика и с покрытием Виброфол 0,30. При этом для всех материалов коэффициент а увеличивается с уменьшением размеров пластин и повышением жесткости крепления. Так, при шарнирном закреплении по всему контуру для пластин с размерами 450 × 300 мм с покрытием Виброфол 0,30 коэффициент $\alpha = 31$; из базальтопластика — $\alpha = 28,5$ и из стали — $\alpha = 14$; их отношения к значению α для базового материала (стали) соответственно равны 2,21 и 2,03.

Сравнительную оценку изменения спектра собственных частот колебаний пластин из экспериментальных материалов по отношению к пластинам из серийного материла (стали) можно провести по теоретическим формулам и спектрам. Так, для пластины с шарнирным закреплением по всему контуру собственные частоты определяем по формуле [4, 5]

$$\omega_{m,n} = \pi^2 \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{h^2} \right) \sqrt{\frac{D}{\rho h}}, \quad (5)$$

где a и b — размеры сторон пластины; h — толщина пластины; m = 1, 2, 3, ...; n = 1, 2, 3, ...;





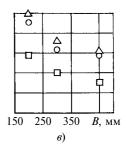


Рис. 5

$$\rho$$
 — плотность материала; $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ — цилиндрическая

жесткость; E и μ — модуль упругости и коэффициент Пуассона материала.

Для других вариантов закрепления пластины формулы, определяющие собственные частоты, отличаются от формулы (5) лишь коэффициентом перед радикалом, причем эти коэффициенты зависят только от геометрических размеров пластины и параметров *т* и *п*. Следовательно, изменение собственных частот образцов из разных материалов, но при одинаковых размерах и условиях закрепления будем оценивать выражением, стоящим подрадикалом, т. е.:

$$\sqrt{\frac{Eh^2}{\rho(1-\mu^2)}}.$$
 (6)

Расчеты по формуле (6) дали следующие результаты:

для пластин из листа стали 08 при h = 1 мм, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0.24$ и $\rho = 7.85 \cdot 10^3$ кг/м³:

$$\omega_{\text{cT}}^* = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 1^2 \cdot 10^{-6}}{7,85 \cdot 10^3 (1 - 0,24^2)}} =$$

$$= 5.20 \text{ m}^2/\text{c}:$$

для пластин из базальтопластика при h=3,4 мм, $E=1,7\cdot 10^4$ МПа, $\mu=0,28$ и $\rho=1,6\cdot 10^3$ кг/м 3 :

$$\omega_{\text{ct}}^* = \sqrt{\frac{1,7 \cdot 10^{10} \cdot 3,4^2 \cdot 10^{-6}}{1,6 \cdot 10^3 (1 - 0,28^2)}} =$$

$$= 11,54 \text{ m}^2/\text{c};$$

для пластин с покрытием Виброфол 0,30 при h=1 мм, $E=2\cdot 10^5$ МПа, $\mu=0,24$ и $\rho=8,05\cdot 10^3$ кг/м 3 :

$$\omega_{\text{CT}}^* = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 1^2 \cdot 10^{-6}}{8,05 \cdot 10^3 (1 - 0,24^2)}} = 5,15 \text{ m}^2/\text{c}.$$

Полученные результаты позволяют заключить, что спектр собственных частот пластин с покрытием Виброфол 0,30 почти не изменился по отношению к спектру пластин из серийной листовой стали 08, а частоты пластин из базальтопластика повысились в 11,54/5,20 = 2,22 раза, что должно благоприятно сказаться на снижении структурного шума.

Таким образом, сравнительные испытания показали, что новые материалы — базальтопластик и вибропоглощающее покрытие Виброфол 0,30 значительно больше гасят вибраций по сравнению

с листовой сталью 08. С учетом специфики условий работы двигателя автомобиля базальтопластик рекомендуется для деталей масляного поддона и клапанных крышек. Для панелей кабины и кузова автомобиля может быть рекомендовано покрытие Виброфол 0,30. В дальнейшем планируются натурные испытания деталей из этих материалов на двигателе и автомобиле.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Композиционные** материалы: Справочник / В. В. Васильев, В. Д. Протасов, В. В. Болотин и др.; под ред. В. В. Васильева и М. Р. Тарнопольского. М.: Машиностроение, 1990. 512 с.
- 2. Полилов А. Н., Татусь Н. А. Основные объекты и эффекты применения композитов в автомобилестроении // Промышленный транспорт XXI века. 2007. № 5/6. С. 36—42.
- 3. **Артоболевский И. И., Бобров- ницкий Ю. И., Генкин М. Д.** Введение в акустическую динамику машин. М.: Наука, 1979. 296 с.
- 4. **Бидерман В. Л.** Теория механических колебаний. М.: Ижевск: НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика", 2009. 414 с.
- 5. **Вибрации** в технике: Справочник в 6 т. Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В. В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.

УДК 621.778.8

В. В. СЕМАШКО, Ю. А. ПОЖИДАЕВ (Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова), e-mail: voran74@rambler.ru

Оптимизация параметров конструкции при проектировании

Рассмотрены методика и алгоритм оптимизации параметров конструкции при проектировании методом конечных элементов на примере штамповочного инструмента для безоблойной штамповки клеммных болтов.

Ключевые слова: оптимизация, клеммный болт, безоблойная штамповка, штамповый инструмент, моделирование, метод конечных элементов.

Technique and algorithms of optimization of structure parameters in the design by finite element method were analyzed as an example of swaging hammer for flash-free terminal bolt closed die forging.

Keywords: optimization, flash-free terminal bolt, closed die forging, swaging hammer, simulation, finite element method.

Интенсивное развитие техники и технологий предъявляет к проектированию конструкций высокие требования. Стремление к повышению надежности, рациональному использованию материалов, сокращению сроков обусловливают необходимость внедрения в практику проектирования математических методов оптимизации параметров объектов с использованием ЭВМ.

В статье рассматривается задача нахождения оптимальных параметров при проектировании конструкции штампового инст-

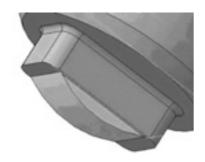


Рис. 1. Модель проектируемого пуансона с выступом на рабочем торце

румента — пуансона, в связи с переходом на технологию безоблойной штамповки. Новая конструкция пуансона разработана для окончательного формирования головки клеммного болта [1]. Особенностью новой конструкции является наличие на рабочем торце пуансона выступа с поперечным сечением в виде сегмента (рис. 1). Необходимо было найти оптимальную геометрию инструмента для штамповки головки клеммного болта в соответствии с граничными условиями ГОСТ 16016—79 [2] и линейными размерами, приведенными на рис. 2.

Оптимальным считается решение, наилучшее с точки зрения выбранного критерия [3], который формируется на основании одного или нескольких критериев эффективности, в нашем случае — это геометрические параметры головки, соответствующие

ГОСТ 16016—79, минимальное усилие штамповки, рациональный рабочий ход, минимальный расход металла. Поиск оптимальной геометрии выступа пуансона для окончательной безоблойной штамповки головки клеммного болта сводится к определению рационального хода пуансона и минимальном расходе металла.

Параметры, определяющие условия опыта, обычно называют факторами, их совокупность факторным пространством. Набор значений факторов характеризует некоторую точку факторного пространства, а совокупность всех опытов составляет факторный эксперимент. Расположение точек в факторном пространстве определяет план эксперимента, который задает число и условия проведения опытов с регистрацией их результатов. В нашем случае имеем три фактора варьирования, поэтому за основу принят ротатабельный трехфакторный ортогональный комплексный план, а факторное пространство представлено в виде куба (рис. 3).

Для описания безоблойной штамповки путем математического моделирования используем уравнения регрессий и соотношений, связывающих с помощью ряда параметров (A, P, h, b) зна-

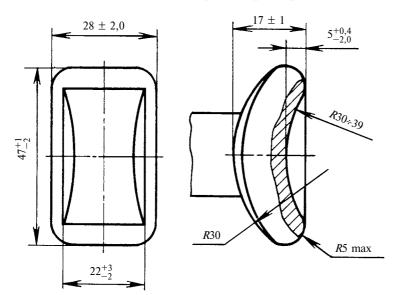


Рис. 2. Размеры головки клеммного болта

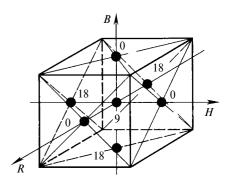


Рис. 3. Ротатабельный трехфакторный ортогональный комплексный план

чения факторов (*R*, *H*, *B*) и результаты эксперимента. Общую постановку задачи параметрической оптимизации можно сформулировать следующим образом: найти в *n*-мерном пространстве допустимые области целевых функций, представленных в системе:

$$P = \begin{cases} f(A, R), R \in (30; 39); \\ f(A, H), H \in (3,0; 5,4); \\ f(A, B), B \in (20; 25), \end{cases}$$

где P — усилие штамповки; A — ход пуансона; H — высота выступа пуансона; B — ширина выступа; R — радиус выступа.

Сложность задачи заключается в том, что неизвестна зависимость между факторами *H*, *B*, *R*. Для получения базы данных и последующего решения задачи — минимизации указанных целевых функций, был применен метод "слепого поиска" [4]. За начальные — лучшие значения факторов, приняты центральные (см. рис. 3) с переводом их в безразмерную систему.

Главным критерием оптимизации параметров данного штампового инструмента является соблюдение основных параметров (рис. 4) головки клеммного болта: $16 \le h \le 18$ мм, $45 \le b \le 48$ мм. Остальные параметры головки согласно ГОСТ 16016-79 формируются штамповым инструментом на последнем технологическом переходе.

Посредством трехмерного моделирования методом конечных элементов в среде программного

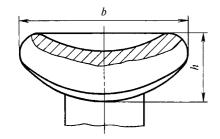


Рис. 4. Основные геометрические параметры головки клеммного болта

комплекса DEFORM-3D [5, 6] исследована безоблойная штамповка инструментом с разной геометрией. Эксперимент проводили следующим образом. Лучшие значения двух факторов принимали постоянными, варыровались значения только одного из них. Затем факторы меняли. Таким образом была сформирована база данных, содержащая три массива.

С помощью программы Matlab получены графические изображения массивов целевых функций в виде поверхностей. Для визуализации и оценки значимости каждого из массивов разработан алгоритм и написана программа. Построена средняя поверхность (рис. 5), корреляционно связывающая целевые функции каждого из факторов варьирования: P = f(A, R); f(A, H); f(A, B).В программе Matlab посредством Curve Fitting Toolbox для аппроксимации и интерполяции выведена регрессионная зависимость, позволяющая описать поверхность по заданным точкам:

$$P_T = f(A, T) = -553.9 +$$

$$+ 4.219 \cdot 10^5 A - 80.18 T -$$

$$- 1.599 \cdot 10^5 A^2 - 1.253 \cdot 10^4 A T +$$

$$+ 10.47 T^2 - 5.318 \cdot 10^4 A^3 +$$

$$+ 8981 A^2 T + 429.4 A T^2 +$$

$$+ 5.257 \cdot 10^4 A^4 - 3413 A^3 T -$$

$$- 243.8 A^2 T^2 - 7987 A^5 +$$

$$+ 369.7 A^4 T + 46.37 A^5 T^2.$$

Для нахождения оптимального значения параметра P разработан алгоритм минимизации на основании теории планирования

эксперимента [6]. Для получения базы данных и последующей ее обработки принят ротатабельный трехфакторный ортогональный комплексный план. Обработка скомпонованной базы данных выполнена в программе Matlab. В алгоритм введены следующие данные: три фактора варьирования (H, R, B); ограничительные значения параметров *b* и *h* головки болта и интервалы их варьирования; материал; температура t штамповки; коэффициент трения ф; граничные условия для модели. Далее поочередно перебираются значения каждого фактора — от минимального до максимального, с заданным интервалом, при соблюдении методики планирования эксперимента.

Влияние каждого фактора рассматривается относительно средней поверхности факторов варьирования. Определяются значения параметра P при заданном A, значение которого уточняется до требуемой точности ΔA . Каждому значению A присваивается порядковый индекс, затем выбирается наименьшее значение A_{\min} из базы данных A, которое назначается оптимальным параметром.

С помощью программ Matlab и DEFORM-3D была решена задача минимизации, в которой за исходные данные приняты целевые функции, описывающие

влияние факторов на параметры штамповки, в том числе и целевая функция средней поверхности:

$$P_{\min} = \begin{cases} f(A, R), R \in (30; 39); \\ f(A, H), H \in (3,0; 5,4); \rightarrow \min; \\ f(A, B), B \in (20; 25), \end{cases}$$

 $P_{T_{\min}} = f(A, T) \rightarrow \min, T \in [0; 18].$

Путем минимизации получены значения P_{\min} и $P_{T_{\min}}$ при $A = A_{\min}$. Сравнивая решения, которые удовлетворяют требованиям ΓΟCT 16016-79 (16 ≤ h ≤ 18 MM, $45 \le b \le 48$ мм), выбран минимальный параметр и определены значения факторов H, R, B, соответствующие P_{\min} , которые и будем считать оптимальными. Интерполяционные функции, восстановленные методом сплайнов, в которых факторы R, H и Bварьирования сведены к одному интервалу — безразмерной величине T, имеют вид:

$$P_R = f(A, T) = 3,234 \cdot 10^5 + + 2,065 \cdot 10^5 A - 1,342 \cdot 10^4 T + + 1,928 \cdot 10^5 A^2 - 1,225 \cdot 10^4 A T + + 7820 T^2 + 8,394 \cdot 10^4 A^3 + + 8999 A^2 T + 461 A T^2 - - 5,194 \cdot 10^4 A^4 + 3207 A^3 T + + 1646 A^2 T^2 - 2,074 A^5 + + 4424 A^4 + 2502 A^5;$$

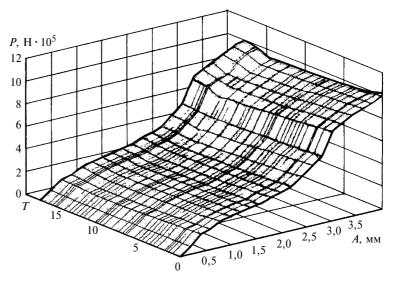


Рис. 5. Область изменения параметра P при разных значениях факторов H, R, B, сведенных к безразмерной величине T

```
P_H = f(A, T) = -4290 +
     +4.391 \cdot 10^{5} A + 2014 T -
    -2.24 \cdot 10^5 A^2 - 6486 AT -
-819.7T^2 - 9136A^3 + 4711A^2T +
    +600.8AT^{2}+117.6T^{3}+
   +4,246 \cdot 10^4 A^4 - 1711 A^3 T -
   -155.8A^2T^2-47.16AT^3-
-7.516T^4 - 7329A^5 + 212.6A^4T +
   + 19,16A^3T^2 + 2,315A^2T^3 +
     + 1,539AT^4 + 0,1784T^5.
    P_R = f(A, T) = -754,4 +
     +4.536 \cdot 10^5 A - 4490 T -
   -2.381 \cdot 10^5 A^2 - 6873 AT +
+ 1795T^2 - 1536A^3 + 5204A^2T +
     + 235.2AT^2 - 288.8T^3 +
   +4.032 \cdot 10^4 A^4 - 1796 A^3 T -
   -136,2A^2T^2-16,49AT^3+
+ 18,99 T^4 - 7090 A^5 + 200,1 A^4 T +
   +27,25A^3T^2-0,408A^2T^3+
    + 0.9821AT^4 - 0.4302T^5.
```

Разработанные методика и алгоритм оптимизации параметров конструкции можно использовать при проектировании объектов любой сложности и назначения.

Адекватность разработанной математической модели подтверждена аналитическими методами с использованием критерия минимального значения параметра SSE (суммы квадратов ошибок), который не превысил $0.08e^{-1}$.

Получены оптимальные размеры выступа пуансона для формирования головки клеммного болта с учетом реологии свойств материала заготовки (сталь 10): R = 37 мм; B = 24,2 мм; H = 4,2 мм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Железков О. С., Семашко В. В.** Совершенствование процесса безоблойной штамповки головок клемм-

- ных болтов по ГОСТ 16016—79 // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования. Сб. докл. 68-й науч.-техн. конф. Магнитогорск: 2010. С. 300—302.
- 2. **ГОСТ 16016—79.** Болты клеммные для рельсовых скреплений железнодорожного пути. М.: Изд-во стандартов, 1979. 7 с.
- 3. Остроменский П. И., Аксенов В. А., Атапин В. Г. Математическое моделирование в машиностроении. Новосибирск: НГТУ, 1993. 81 с.
- 4. **Гутер Р. С., Овчинский Б. В.** Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта. М.: Наука, 1970. 432 с.
- 5. **Семашко В. В., Железков О. С.** Совершенствование процесса обрезки граней головок клеммных болтов и инструмента для его осуществления // КШП. ОМД. 2011. № 2. С. 29—33.
- 6. Железков О. В., Семашко В. В. Совершенствование конструкции инструмента для обрезки граней головок клеммных болтов // Вестник МГТУ им. Г. И. Носова. 2010. № 4. С. 41—43.

УДК 621.8.03:669.017

О. И. КРАХИН, д-р техн. наук (МАИ), А. П. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук (МГТУ "Станкин"), С. А. ФАТЬЯНОВ (МАИ), e-mail: stankin-okm@yandex.ru

Оценка и обеспечение надежности двигателей одноразового действия на основе сплавов с памятью при их проектировании

Представлена классификация приводных устройств одноразового действия на основе активных элементов из сплавов с памятью, приведены результаты исследований характеристик активных элементов и расчет их надежности. Сформулированы требования к свойствам сплавов с памятью.

Ключевые слова: сплав с памятью, приводное устройство, активный элемент, одноразовый двигатель, надежность.

Ranging of non-permanent homing aids based on active devices made from memory alloys was presented. Results of analysis of active element characteristics and reliability of these elements calculation were also presented given. Requirements to characteristics of memory allows were formulated.

Keywords: memory allow, drive, active element, non-permanent operating engibe, reliability.

Стремительный прогресс в создании технических устройств обусловливает разработку новейших материалов, широкое и полное использование их свойств при проектировании. К таким мате-

риалам относятся функциональные материалы, в частности сплавы с памятью, применение которых позволяет решить ряд проблем при проектировании космической техники. Так, космические

антенны с увеличенной апертурой должны отличаться компактностью: ограничение габаритных размеров связано с условиями транспортировки. Решение очевидно — складная конструкция. Однако возникает новая проблема. Для приведения такой конструкции в рабочее положение требуется множество приводов, к которым предъявляются высокие требования по надежности и точности срабатывания, к тому же имеются массогабаритные ограничения. Наиболее полно вышеуказанным требованиям отвечают термомеханические двигатели (ТМД) с активными элементами из сплавов с памятью. По сравнению с традиционными приводами они имеют значительно меньшие массу и габаритные размеры ввиду отсутствия редукторов и других узлов, при этом отличаются высокими надежностью и точностью срабатывания, достаточными для выполнения поставленных задач. В развертываемых

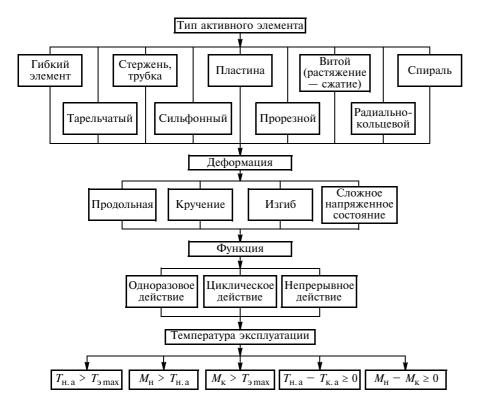


Рис. 1. Обобщенная структура на основе классификации термомеханических двигателей

космических антеннах применяют двигатели одноразового действия, в которых не предусмотрена возвратная система, их задача — привести антенну в развернутое состояние.

На рис. 1 приведена обобщенная структура и классификация схем термомеханических двигателей [1]. Движение исполнительных механизмов осуществляется активными элементами (АЭ) из сплава с памятью, которые в зависимости от их назначения перемещаются поступательно, вращательно или имеют сложную траекторию движения. Их движения характеризуются величиной перемещения, скоростью, развиваемым усилием, а также динамическими и тепловыми показателями. Выбор АЭ, отвечающего заданным функциональным требованиям ТМД, с учетом напряженно-деформированного состояния АЭ в процессе его работы является ключевым моментом при построении схемы ТМД.

Конструктивные и структурные составляющие ТМД в зави-

симости от его назначения должны обеспечивать непрерывное, циклическое или одноразовое движение механизма, что в конечном счете определяется числом, взаимосвязями и характером работы АЭ.

При выборе структуры и схемы двигателя в первую очередь рассматривают показатели, изменяющие начальное положение или состояние АЭ. При этом определяющими (устанавливающими ограничения) являются термомеханические показатели материалов с памятью с учетом требований, обусловленных характером движения, конструктивным обликом механизма, его геометрическими и силовыми параметрами и т. д.

Рассмотрим случай, когда исполнительный орган должен совершать одноразовое линейное перемещение. Это можно реализовать с помощью АЭ из материалов с термомеханической памятью (ТМП), применив деформацию одного из четырех возможных видов: продольную, изгиба, кручения или сложную.

Реализовать требуемое линейное перемещение можно разными способами:

- 1) продольной деформацией АЭ простой формы, например стержню, обеспечивается равномерное нагревание по объему элемента;
- 2) изгибом часть АЭ перемещается поступательно от равномерного нагревания по объему, траектория перемещения задается при формировании памяти;
- 3) кручением АЭ представляет собой винтовую цилиндрическую пружину (если перемещение больше длины пружины в исходном состоянии, имеет место сложное деформирование);
- 4) сложным деформированием — используются АЭ сильфонного типа.

Аналогично реализуются вращательное и другие движения исполнительного органа ТМД.

При продольном деформировании имеют место наибольшие усилия, однако рабочий ход при этом определяется деформацией возврата, которая, например, для никелида титана составляет 6÷8 % длины АЭ и не всегда бывает достаточной.

При изгибе рабочий ход можно увеличить, но усилие при этом уменьшается. Увеличить рабочий ход можно, придав АЭ специальную форму, например в виде винтовой цилиндрической или спиральной пружины, что позволяет варьировать усилие и рабочий ход в широких пределах.

Таким образом, доступность, надежность, простота реализации процесса нагревания предоставляют конструктору широкие возможности при создании ТМД и обеспечивают различные способы их конструктивного воплощения.

Исходя из функциональных требований и области применения, необходимо обеспечивать высокую безотказность двигателей одноразового действия. С учетом назначения ТМД и важности решаемых задач при проектировании необходимо оценить надежность конструкции, установив ее

требуемый уровень на основе определяющих параметров конструктивных элементов, составляющих структуру и схему ТМД, и обусловленных свойствами сплава с памятью, температурой эксплуатации ТМД, режимами нагревания/охлаждения АЭ. Данные параметры в большей степени величины случайные, значения которых определяются показателями математического ожидания и дисперсии. Для двигателя одноразового действия важен не только факт срабатывания, но и время срабатывания, которое является случайной величиной, подчиняющейся соответствующему закону распределения со своими математическим ожиданием и дисперсией, что важно при проектировании, так как это определяет динамические нагрузки.

Надежность срабатывания двигателя одноразового действия оценивают по температурным характеристикам АЭ (рис. 2).

Следует отметить, что при реализации различных свойств сплавов с памятью можно использовать не одно, а несколько свойств [2]. Наиболее показательна в этом плане реализация ТМП при создании ТМД, которая основывается на термомеханических свойствах АЭ, когда выделяемая теплота преобразуется в механическую работу. Этот процесс можно описать температурными изменениями:

Активный элемент, в который технологически заложена требуемая память на деформацию при восстановлении, охлаждается до температуры ниже температуры конца мартенситного превращения $T < T_{\text{к.м.}}$. Затем АЭ нагревается сначала до температуры начала аустенитного превращения

 $(T_{\rm H.a})$ и далее до температуры окончания аустенитного превращения ($T_{K,a}$). В этом интервале температур происходит преобразование тепловой энергии в механическую работу, т. е. осуществляется рабочий ход. Нагревание АЭ может осуществляться различными способами и с помощью различной среды. Это зависит от условий эксплуатации, конструктивных, технологических, теплои физико-механических свойств одноразового двигателя. При расчетах следует учитывать начальное распределение температур окружающей среды ($T_{\rm H.o.c}$) или температуры эксплуатации. Скорость изменения температуры определяется экспериментально или математическим моделированием теплофизической задачи.

Для таких часто применяемых АЭ, как круглый стержень или тонкостенная трубка, при нагревании электрическим током температура определяется по формуле [3]

$$T = b \left\{ 1 - \frac{\sinh \mu x + \sinh \mu (l - x)}{\sinh \mu l} - \frac{4b}{\pi} \times \sum_{n=1}^{\infty} \frac{l^{2} \mu^{2}}{(2n-1)\{(2n-1)^{2} \pi^{2} + l^{2} \mu^{2}\}} \times \sin \frac{(2n-1)\pi x}{l} \times \left[-mt - \frac{at(2n-1)^{2} \pi^{2}}{l^{2}} \right] \right\}.$$

Здесь
$$b = \frac{f}{m}$$
, где $f = \frac{k_j I^2}{CnF^2 o}$ ($I -$

сила тока; C — удельная теплоемкость сплава; p и F — периметр и площадь сечения АЭ; ρ — электропроводность сплава); $m = \frac{\alpha p}{CpF}$ (α — коэффициент теплообме-

на);
$$l$$
 — длина АЭ; $\mu = \sqrt{\frac{m}{a}}$, где

$$a = \frac{\lambda}{Cp}$$
 (λ — коэффициент теплопроводности сплава), $k_j = 0,239$.

Теплофизические и физикомеханические показатели сплава закладываются при его изготовлении, они определяют диапазон температур от $T_{\rm H.a}$ до $T_{\rm K.a}$. При расчете надежности ТМД используют математические ожидания ($Z_{T_{\rm H.a}}$, $Z_{T_{\rm K.a}}$) и среднеквадратические отклонения ($D_{T_{\rm H.a}}$, $D_{T_{\rm K.a}}$)

Вероятность того, что в определенный момент времени (t_3) температура АЭ будет превышать температуру $T_{\rm K.a}$ окончания аустенитного превращения, определяется выражением

этих величин.

$$P(t) = P(T_{K.a} < T < T_{a\infty}) =$$

$$= \Phi\left(\frac{T_{a\infty} - Z_{T_{K.a}}}{DT_{K.a}}\right) -$$

$$\Phi\left(\frac{T_{K.a} - Z_{T_{K.a}}}{DT_{K.a}}\right) =$$

$$= \Phi\left(\frac{5\Delta_{T_{K.a}} + Z_{T_{K.a}} - Z_{T_{K.a}}}{DT_{K.a}}\right) =$$

$$= 0.5 + \Phi\left(\frac{Z_{T_{K.a}} - T_{K.a}}{DT_{K.a}}\right)$$
(1)

при условии, что температура $T_{
m 0.c}$ окружающей среды при эксплуатации гарантированно не превысит температуру $T_{
m H.a}$ начала аустенитного превращения, с вероятностью, которая определяется выражением

$$\begin{split} P(t) &= P(T_{\text{o.c}} < T_{\text{H.a}}) = 0.5 + \\ &+ \Phi\bigg(\frac{T_{\text{H.a}} - Z_{T_{\text{H.a}}} - 5D_{T_{\text{H.a}}} - Z_{T_{\text{o.c}}}}{D_{T_{\text{o.c}}}}\bigg) = \\ &= 0.5 + 0.5\Phi \times \\ &\times \bigg[\frac{T_{\text{H.a}} - (Z_{T_{\text{H.a}}} + Z_{T_{\text{o.c}}}) - 5D_{T_{\text{H.a}}}}{D_{T_{\text{o.c}}}}\bigg]. \quad (2) \end{split}$$

При расчетах и оценке надежности двигателей одноразового действия следует иметь в виду, что свойства одноименных сплавов зависят не только от производителя: значения эксплуатационных показателей сплавов из разных партий одного производителя также отличаются, как отличают-

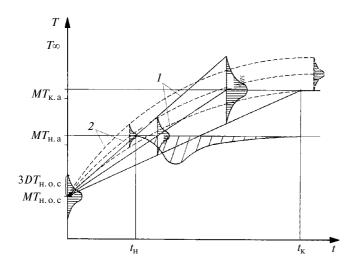


Рис. 2. Температурные линейная (---) и нелинейная (---) характеристики $A\mathfrak{D}$ для оценки вероятности P(t) безотказной работы двигателя одноразового действия на основе сплава с памятью

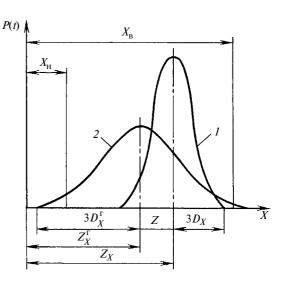


Рис. 3. Распределения P(t) эксплуатационных показателей X_i сплава с памятью в рамках одной (1) и нескольких (2) партий

ся они и в рамках одной партии (рис. 3). Отношения математических ожиданий М $\overline{X}^{\Gamma}/M\overline{X}=A_{\mathrm{M}}$ и дисперсий ($D_{_{X}}^{^{\Gamma}}/D_{_{X}}$) $^{2}=A_{_{G}}$ *i*-го эксплуатационного показателя определяет степень стабильности процесса изготовления сплава и влияние случайных факторов на значение этого показателя. Оптимальными значениями следует считать $A_{\rm M} = 1$ и $A_{\rm G} = 1$, чего трудно достичь (можно лишь стремиться к этому значению). Поэтому будем рассматривать вероятность нахождения значения і-го показателя, характеризующего эксплуатационные свойства сплава, в заданном пределе:

$$P(X_{\rm H} \leq X \leq X_{\rm B}) =$$

$$= \Phi\left(\frac{X_{\rm B} - Z_X}{D_X}\right) - \Phi\left(\frac{X_{\rm H} - Z_X}{D_X}\right), \quad (3)$$

где $X_{\rm B}$ и $X_{\rm H}$ — допустимые соответственно верхнее и нижнее значения *i*-го показателя.

Таким образом, для достоверной оценки безотказной работы одноразового двигателя в выражениях (1) и (2) следует использовать наибольшие значения показателей, определяемых математическим ожиданием и дисперсией. Тогда из выражения (1) можно определить $T_{\text{к.a}}$ по заданной вероятности $P(t) \rightarrow 1$:

$$\frac{Z_{T_{\text{K.a}}} - T_{\text{K.a}}}{D_{T_{\text{K.a}}}} > 3n;$$

$$T_{\text{K.a}} < Z_{T_{\text{K.a}}} - 3nD_{T_{\text{K.a}}}, \qquad (4)$$

где $n \ge 1$ и зависит от требуемой вероятности (при n = 1 вероятность срабатывания одноразового двигателя P(t) = 0,9973).

По указанным в техническом паспорте сплава с памятью диа-

пазонам (от min до max) эксплуатационных показателей надежность оценивается по всем граничным значениям. Для расчетов принимается наименьшая величина. В табл. 1 приведены показатели АЭ различных конструкций (рис. 4) одноразовых двигателей.

В зависимости от требуемого усилия и характера движения рассчитывают параметры АЭ двигателя одноразового действия [2] и определяют способ его нагревания (простейший — нагревание электрическим током).

Для определения вероятностных характеристик были проведены экспериментальные исследования (см. рис. 2) АЭ, изготовленного из проволоки СП ВСП-1, техническая характеристика которого приведена ниже.

Таблица 1

Показатели АЭ различных конструкций

АЭ	Диаметр (толщина) стенки, мм	Деформация при восстановлении	Движение	Рабочий ход	Усилие	Скорость
Проволока	До 2	Растяжение—сжатие	Поступательное	5÷6 % от длины	До 10 000 Н	5 м/с
Полый стержень	До 2	Растяжение—сжатие	Поступательное	5÷8 % от длины	До 20 000 Н	5 м/с
Стержень	До 5	Кручение	Вращательное	15÷360°	До 50 Н·м	180 °/c
Трубка	До 2	Кручение	Вращательное	15÷360°	До 1000 Н · м	300 °/c

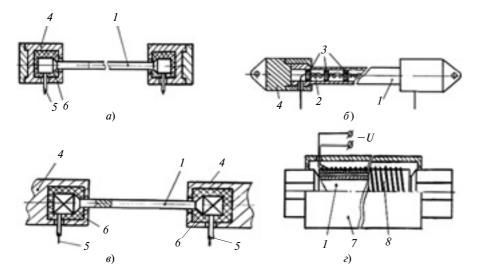


Рис. 4. Различные конструкции активных элементов двигателей одноразового действия:

a — проволока; b — полый стержень; b — стержень; c — цилиндрическая трубка; d — АЭ; d — нагревательная спираль; d — изоляционные кольца; d — корпус; d — токоподводящие штекеры; d — безлюфтовые втулки; d — теплозащитный корпус; d — керамическая втулка

Предварительно проволока подвергалась "тренировке" (10 циклов нагревание/охлаждение), при которой определяли массу груза, при которой образец в мартенситном состоянии удлиняется на 6 % и полностью восстанавливается при нагревании. Масса груза составила $4600 \pm 1 \text{ г.}$

Эксперимент состоял из следующих этапов:

фиксирование начальной длины l_0 образца;

приложение нагрузки, т. е. вес груза $P(\varepsilon)$, в результате чего АЭ растягивается до длины l_1 ;

нагревание в мартенситном состоянии (T_0 — $T_{\rm H.a}$, холостой ход); температуру $T_{\rm H.a}$ определяли по началу движения образца, при этом устанавливали время t_1 ;

Техническая характеристика АЭ из проволоки СП ВСП-1

-	
Удельная теплоемкость $C_{\rm T}$,	
Дж/(кг•К)	400
Плотность γ , $\kappa \Gamma/M^3$	6450
Удельное электрическое со-	
противление $\rho_{\rm M}$ (аустенита $\rho_{\rm a}$),	
10 ⁻⁸ Ом·м	60(80)
Коэффициент теплопроводно-	` ′
сти λ , $BT/(M \cdot K)$	18,85
Диапазон температур прямого	
фазового превращения	70 : 40
$T_{\text{H.M}} ightharpoonup T_{\text{K.M}}, ^{\circ} C_{\dots}$	70÷40
Диапазон обратного фазового	85÷105
превращения $T_{\text{к.м}} \div T_{\text{н.м}}$, °С	
Длина АЭ l_0 , м	0,4
Диаметр проволоки d , 10^{-4} м.	6
Площадь сечения F , 10^{-8} м ² .	28
Площадь поверхности SF ,	
$10^{-4} \text{ m}^2 \dots \dots \dots \dots$	7,54
Относительная деформация	
нагруженного образца ε , %	6
Длина растянутого образца l_1 ,	
$M\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$	0,424
Вес груза $P(\varepsilon)$, H	57,07
Модуль упругости E , $\Gamma\Pi a \dots$	112
Коэффициент Пуассона µ	0,4
Коэффициент объемного рас-	
ширения воздуха (при темпе-	2 ((5
ратуре 273÷373 K) β , 10^{-3} /K.	3,665
Кинематическая вязкость воз-	
духа (при температуре 300 K)	1.05
$v, 10^{-5} \text{ m}^2/\text{c} \dots \dots$	1,85
Плотность воздуха (при темпе-	1.0
patype 293 K) $ψ$, $κΓ/м3$	1,2
Удельная теплоемкость воздуха	1005
<i>c</i> , Дж/(кг · K)	1003

В расчетах использовали значения показателей окружающей среды, в частности физические показатели воздуха.

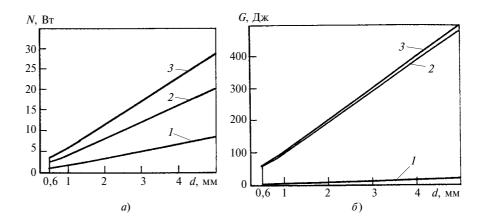


Рис. 5. Экспериментальные (a) и расчетные (б) зависимости изменения мощности N и работы G от диаметра d проволоки при холостом ходе (1), рабочем ходе (2) и суммарная (3)

 $\it Taблица~2$ Результаты экспериментальных исследований сплава с памятью при нагревании

Параметр	Математическое ожидание	Среднее квадратическое отклонение			
Сила тока I , A Масса груза, при которой образец в мартенситном состоянии удлиняется на 6 % и полностью восстанавливается при нагревании, M_0 , г	1,47792 4577	0,022109 1584,62			
Нагревание от T_0 до $T_{\mathrm{H.a}}$					
$T_{\mathrm{H.a}}$	84,99	2,196			
Время нагревания $\Delta t_{\rm M}$	17,68	2,132291			
Нагревание от $T_{ m H,a}$ до $T_{ m K,a}$					
$T_{\mathrm{K.a}}$	115,78	2,648			
Время нагревания $\Delta t_{\rm a}$	6,59	0,843483			
Длина нагретого образца (под нагрузкой) l_2	0,414	0,00110554			
Длина без упругой составляющей l_3	0,413	0,0004714			

нагревание в аустенитном состоянии ($T_{\text{н.а}}$ — $T_{\text{к.a}}$, механическая работа); температуру $T_{\text{к.a}}$ определяли по окончании движения образца, при этом устанавливали время t_2 ; в процессе нагревания нагруженный образец сжимался до длины l_2 ;

фиксированием длины l_3 образца после отключения источника тока с одновременным снятием нагрузки (длина без упругой составляющей), устанавливали время t_3 остывания.

Управление выполняли по току при напряжении 12÷0,5 В,

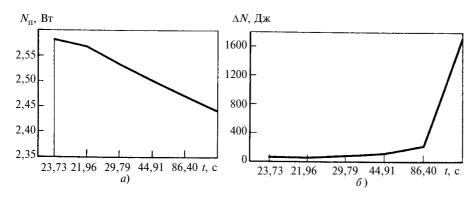


Рис. 6. Зависимости изменения мощности $N_{\rm II}$ источника тока (a) и потери мощности ΔN (б) от времени t нагревания сплава с памятью в диапазоне температур $T_{\rm H,a} \div T_{\rm K,a}$

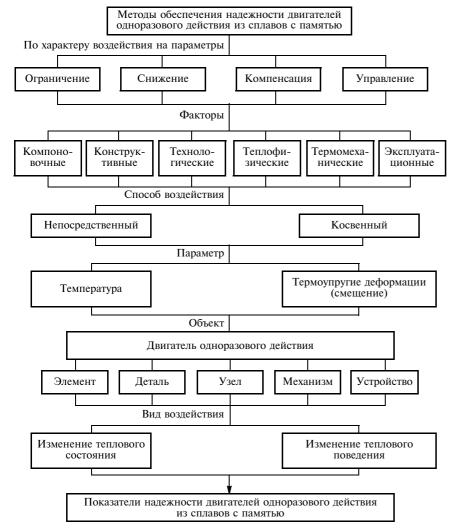


Рис. 7. Обобщенная схема обеспечения надежности двигателей одноразового действия

время устанавливали с помощью секундомера с точностью $\pm 0,01$ с, температуру проволоки определяли в четырех равноудаленных точках с помощью термопар с точностью $\pm 0,01$ °C, длину проволоки определяли с точностью $\pm 0,2$ мм.

Для проволоки диаметром 0,6 мм и длиной 0,4 м получены результаты экспериментальных исследований (табл. 2), которые позволяют количественно оценить преобразование тепловой энергии в механическую работу, необходимую для выполнения рабочего хода, и возникающие при этом потери (рис. 5 и 6), а также определить надежность двигателя, что подтверждает адекватность предлагаемого метода.

По формуле (1) находим вероятность безотказной работы АЭ:

$$P(T_{\text{K.a}} < T < T_{\infty}) = 0,99997.$$

При $T_{\text{к.a}} = 110$ получим P(t) = 0.9854, т. е. при надежности 0,99999999 требуется сплав с иными показателями $T_{\text{н.a}}$ и $T_{\text{к.a}}$, или можно изменить диапазон температур, например путем управления теплоотдачей при нагревании, используя результаты работы [4].

Анализ полученных результатов позволил создать обобщенную схему обеспечения двигателей одноразового действия с АЭ из сплавов с памятью (рис. 7).

Таким образом, для оценки обеспечения требуемой надежности двигателя одноразового действия необходимы соответствующие испытания с учетом вероятностного характера эксплуатационных показателей АЭ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Крахин О. И., Кузнецов А. П.** Сплавы с памятью и их применение в технике. М.: Янус-К, 2011. 212 с.
- 2. **Крахин О. Й., Ќузнецов А. П.** Расчеты конструкций из сплавов с памятью. М.: Янус-К, 2011. 308 с.
- 3. **Карслоу Г., Егер Д.** Теплопроводность твердых тел. М.: Наука, 1964. 488 с.
- 4. **Боровский В. Р., Шелиманов В. А.** Теплообмен цилиндрических тел малых радиусов и их систем. Киев: Наукова думка,1985. 208 с.

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

И. А. МЕДЕЛЯЕВ, канд. техн. наук (ОАО "345 механический завод", Балашиха), e-mil: medd_ia@mail.ru

Трибомутация при смешанном смазывании в узлах трения транспортной техники

Рассмотрено явление трибомутации, установленное при исследовании изнашивания узлов трения агрегатов.

Ключевые слова: смазочный материал, трение, изнашивание, трибомутация.

Phenomenon of tribo-suppressor-sensitive mutation, identified in analysis of attrition of friction units of plants.

Keywords: lubricator, friction, attrition, tribo-suppressor-sensitive mutation.

Изнашивание пары трения при смешанном смазывании — сложный физический процесс, обусловленный механическим взаимодействием трущихся поверхностей, тепловым и химическим взаимодействиями смазочного материала (СМ) с поверхностями трения, зависящий от вида и формы контактных площадок, свойств материала пары трения и СМ. Поэтому процессы трения и изнашивания будем рассматривать как единый физический процесс, характер которого определяется силовым воздействием на материал пары трения.

При исследовании данного процесса необходимо учитывать следующее:

- 1) контакт дискретен и осуществляется по контурным площадям, которые группируются вокруг среднего диаметра и периодически изменяют свое положение в зависимости от циклического нагружения;
- 2) механическое взаимодействие при контакте нестационарное и характеризуется переменными взаимосвязанными показателями: силой трения, упругой и пластической деформациями, скоростью изнашивания, которые зависят от нестационарного теплового воздействия и свойств СМ;
- 3) тонкая структура поверхностных слоев пары трения формируется в результате сложных механического, теплового и химического воздействий СМ и определяет закономерности процесса трения и изнашивания и их количественные показатели.

Факторами, влияющими на процессы трения и изнашивания, являются:

физические и химические процессы;

адгезионное изнашивание, возникающее в начале процесса трения и в зонах высоких температур и удельных нагрузок;

взаимодействие трибосистемы и изменения свойств материалов вследствие контакта и изнашивания, связанные с движением молекул СМ в поверхностных слоях пары трения в результате силовых и тепловых воздействий, которые являются причиной трибомутации [1].

В исследования трибомутации значительный вклад внес А. Жерве, который связывал это явление с атомарным перемещением частиц материалов в поверхностном и приповерхностном слоях пары трения ввиду влияния на коэффициент диффузии твердых тел дефектов кристаллической структуры, возникающих при нагревании и деформировании, что приводит к изменению атомно-молекулярных составов поверхностных слоев пар трения и механических и фрикционных свойств узлов трения, а следовательно, изменяет их ресурс.

При исследовании процесса изнашивания при смешанном смазывании узлов трения транспортной техники обнаружено явление трибомутации, которое вызвано перемещением молекул СМ в дефектах кристаллической структуры металлов и их сорбцией и заключается в следующем. До механического нагружения на поверхностях трения создается смазочная пленка в результате активизации физико-химических процессов на контактных поверхностях под действием теплоты СМ, а затем происходит механическое нагружение.

Физический аспект данного явления заключается в том, что чем выше температура СМ, тем ниже его вязкость, а следовательно, и коэффициент диффузии в дефектах кристаллической структуры твердого тела. По закону Аррениуса ускоряются физико-химические процессы, адгезия смазочных пленок на поверхностях трения повышается в результате усиления межатомных связей, что обусловливает минимизацию свободной энергии на поверхностях металлов и СМ. Кроме того, образо-

ванию смазочной пленки способствует фрикционная теплота.

Повышение температуры СМ приводит к снижению внутреннего трения в результате уменьшения вязкости и увеличения поверхностной активности относительно контактных поверхностей, что обусловлено следующими факторами:

- 1. Кинетическая энергия каждой молекулы увеличивается быстрее потенциальной энергии взаимодействия между ними.
- 2. Жидкость (в данном случае смазочный материал) при нагревании расширяется, что снижает силы молекулярного притяжения и, следовательно, силы внутреннего трения:

$$\mu = v \frac{\rho_0}{1 + \beta T},$$

где μ и ν — динамическая и кинематическая вязкости; $T=T_{\omega}+T_{f}$ — суммарная температура (T_{ω} и T_{f} — температуры соответственно поверхности трения и CM); ρ_{0} — плотность жидкости при $T_{f}=T_{0}=20$ °C; β — коэффициент объемного расширения.

3. Чем меньше время t "оседлости" молекул, тем меньше вязкость жидкости.

Рассмотрим два контактирующих между собой слоя жидкости. Предположим, что они движутся с разными скоростями (v_1 и v_2). Каждая молекула участвует одновременно в двух движениях — хаотическом тепловом и упорядоченном. Пусть в какой-то момент времени в слоях имеют место импульсы p_1 и p_2 , направленные в одну сторону, которые постоянно изменяются, так как вследствие теплового движения происходит непрерывный переход некоторого числа молекул из одного слоя в другой. При этом они сталкиваются с другими молекулами, в результате чего или отдают часть импульса (если они перешли из слоя с большей скоростью движения), или получают (если перешли из слоя с меньшей скоростью). В результате импульс слоя, движущегося с большей скоростью, уменьшается, а импульс слоя, движущегося с меньшей скоростью, увеличивается. При внутреннем трении благодаря тепловому движению молекул происходит передача импульса от более быстрых участков потока к менее быстрым.

Следует учитывать, что в жидкости межмолекулярные связи сильнее, чем в газе, поэтому молекулы жидкости совершают лишь небольшие колебания в пределе межмолекулярного расстояния. Однако в результате флуктуации молекула может получить от соседних молекул избыточную энергию, достаточную для совершения скачка на расстояние *d*. Какое-то время эта молекула также совершает колебания, пока снова в результате флуктуации не получит необходимую для скачка энергию и т. д. Данный процесс и есть тепловое движение молекул жидкости.

Время пребывания молекулы в данном месте можно определить из вероятности получения энергии W активации, достаточной для скачка, которая определяется законом Больцмана:

$$\frac{n}{n_0} = e^{-W/(kT)},$$

где k — постоянная Больцмана; n — число молекул в единице объема, обладающих энергией W; n_0 — число молекул в том же объеме с энергией, равной средней тепловой, т. е. kT.

Чем выше вероятность получения молекулой энергии W, тем меньше время ее "оседлости" $t = A e^{W/(kT)}$ (A — период колебания молекулы), т. е. чаще происходят скачки, и жидкость отличается меньшей вязкостью.

Все это соответствует уравнению динамической вязкости Френкеля—Андраде: $\mu = C \mathrm{e}^{W/kT}$. Здесь коэффициент C зависит от d (расстояние скачка), частоты колебаний и температуры, однако температурный фактор вязкости определяется в основном множителем $\mathrm{e}^{W/(kT)}$.

Результаты исследований [2] показали, что внешние факторы (скорость скольжения и удельная нагрузка), фрикционная теплота трения (производная кинетического и динамического показателя, составляющими которых являются соответственно скорость скольжения и удельная нагрузка в паре трения) и предварительное нагревание СМ изменяют ее свойства:

- а) с повышением удельной нагрузки модуль упругости повышается, а коэффициент сжимаемости уменьшается;
- б) при этом вязкость жидкости увеличивается экспоненциально;
- в) предварительное нагревание СМ и теплота трения снижают и вязкость СМ, и модуль упругости, но повышают коэффициент сжимаемости;
- г) при трении в условиях смешанного смазывания, т. е. реализации граничного трения, смазочная пленка в зазоре пары трения приобретает свойства квазиупругого твердого тела с низким сопротивлением сдвигу.

Результаты экспериментов [$2\div5$] показали, что вязкостно-температурные свойства СМ (жидкостей в гидросистемах) при пуске агрегата значительно влияют на изнашивание и схватывание поверхностей пары трения. Чем меньше вязкость, тем быстрее СМ поступает к поверхностям трения при прочих равных условиях, предотвращая схватывание и уменьшая их изнашивание. С ростом температуры T_f на входе в узел трения коэффициент трения и сопротивление сдвигу уменьшаются в результате интенсификации физико-химических процессов в зоне трения, ускоряющих образование хемосорбционных пленок на поверхностях трения.

Следует отметить существенное различие между адсорбционным и хемосорбционным механизмами образования смазочной пленки. Адсорбционная пленка возникает на свободной поверхности. Для образования хемосорбционной пленки требуется значительная энергия (≈ 1 эВ на молекулу или атом). Кроме того, она образуется при высокой температуре и таких одновременных факторах, как удельная нагрузка, скорость скольжения, неравномерность энергетического состояния поверхностей трения.

Из результатов экспериментов следует, что скорость v скольжения значительно влияет на температуру контактирующих поверхностей. Возникающее при этом тепловыделение является причиной активации химических процессов, интенсивность которых зависит от сочетания температуры T_f CM и скорости v скольжения. При постоянном значении T_f CM повышение скорости v вызывает менее интенсивное снижение коэффициента трения покоя, чем при одновременном повышении этих двух показателей.

Поэтому наряду с удельной нагрузкой следует учитывать влияние скорости v скольжения на сопротивление сдвигу, а следовательно, изменение сопротивления сдвигу можно представить как $\tau = F(f, P_{yд}, v)$, где f— коэффициент трения; $P_{yд}$ — удельная нагрузка. При этом очевидна значимость удельной нагрузки $P_{yд}$ [5]. Минимизация сопротивления сдвигу в пограничном слое — основа обеспечения нормального трения в области стационарного изменения коэффициента трения и расширения ее диапазона.

Установлено, что для минимизации т прочность в середине смазочной пленки должна быть значительно ниже прочности ее поверхностного слоя. В противном случае (при их равенстве) происходит "срыв" смазочной пленки [2, 6], что приводит к непосредственному контакту поверхностей трения и, как следствие, к изнашиванию и схватыванию пар трения. Срыв смазочной пленки происходит из-за нарушения равновесного процесса образования/разрушения смазочных пленок на поверхностях трения при предельных значениях температуры поверхности трения, теплового потока и нагрузки.

Прочность смазочной пленки на контактирующих поверхностях обеспечивается приработкой (обкаткой) пар трения. Для оптимизации этого процесса разработаны основы управления трением в узлах агрегатов [1, 2, 7].

Так, повышение температуры СМ на входе в узел трения обеспечивает:

увеличение энергии активации жидкости;

повышение реакционной способности (химической активности) поверхностных слоев материалов пары трения вследствие повышения температуры поверхностных слоев и смещения констант химических реакций;

повышение дегазации жидкости;

исключение влияния воздуха на образование хемосорбционных пленок и процесс трения;

"мягкость" стартовых условий пуска агрегата; предельные температуры СМ при равных $P_{\Pi D}$ и v.

Таким образом, образование пленок зависит от температуры СМ и скорости скольжения, которая влияет на температуру поверхности. Последний фактор работает как катализатор физико-химических процессов, что приводит к снижению активированного комплекса и увеличению числа молекул, готовых к химическому взаимодействию.

Температура в зоне трения (фрикционная теплота) обусловливает:

формирование контакта двух тел;

формирование макрогеометрии поверхностей и свойств смазочной пленки в зоне трения, которые определяются не просто механическим воздействием поверхностей, а термохимическим взаимодействием;

взаимодействие СМ с поверхностями пары трения.

Эксперименты показали существенное влияние на химические реакции, происходящие на поверхностях трения и в СМ, механической активации (деформации) поверхностных слоев при относительном перемещении поверхностей и температуры поверхности трения. Все это обусловливает дополнительную активацию поверхностей трения и, как следствие, интенсификацию химических реакций, кинетика которых связана с такими факторами, как высокая удельная нагрузка на фактических пятнах контакта, относительное перемещение поверхностей трения и неравномерность энергетического состояния поверхностей контакта.

Анализ результатов исследований влияния различных факторов (режим нагружения, механические и геометрические показатели контактирующих поверхностей) показали, что удельная нагрузка и температура трения являются основными факторами, определяющими антифрикционные свойства пары трения.

Нагрузка оказывает значительное влияние на формирование фактической площади контакта поверхностей пары трения, которая при упругом контакте пропорциональна $P^{2(2v+1)}$ (где γ — параметр опорной поверхности на базовой длине, в пределах которой находится достаточно представительное число микронеровностей с точки зрения статистики); а при пластическом контакте пропорциональна нагрузке. Следовательно, в общем случае зависимость коэффициента трения от нагрузки имеет минимум в области упругого контакта и возрастает в зоне пластического контакта. С повышением нагрузки увеличиваются объем поверхностных слоев пары трения, участвующих в деформации, и количество теплоты, выделяемой при трении.

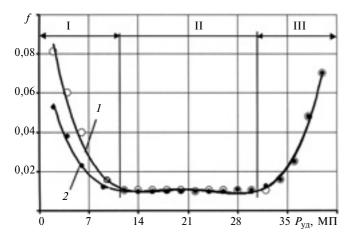


Рис. 1. Зависимости изменения коэффициента f трения от удельной нагрузки $P_{\rm y, I}$ при $v={\rm const}$ и температуре CM $T_f=20$ (1) и 100 (2) °C

Влияние скорости скольжения проявляется в основном через температуру трения. Непосредственное влияние скорости скольжения на сопротивление материалов деформированию проследить трудно, так как процесс трения связан с выделением теплоты. Влияние скорости существенно при соизмеримости времени существования пятна фактического контакта со временем релаксации напряжений, возникающих на пятне контакта.

Результаты эксперимента подтвердили влияние скорости скольжения на температуру контактных поверхностей [2]. Выделяющаяся при этом теплота активизирует химические процессы, интенсивность которых зависит от сочетания температуры T_f СМ и скорости v скольжения. При постоянном значении T_f повышение v вызывает меньшее снижение коэффициента трения покоя.

При постоянной скорости скольжения (v = const) в зависимости от $f = F(P_{yд})$ имеют место три режима трения (рис. 1): І — нестационарный (неустойчивые процессы), ІІ — нормальный, ІІІ — срыв смазочной пленки и повреждаемость поверхностей трения при высоких температурах.

При нормальном трении (режим I) наблюдается минимальное изнашивание, для режимов II и III характерны интенсивное изнашивание и схватывание пар трения. Области этих режимов трения зависят от сочетания материалов трения, вида и состояния СМ, режима нагружения.

Область нормального трения в основном определяется температурами СМ и контактных поверхностей пары трения. Повышение температуры СМ оказывает положительное влияние на неустойчивый режим трения и отрицательное на срыв смазочной пленки (режим III).

С повышением температуры СМ на входе в узел трения коэффициент трения снижается до некоторого значения и при дальнейшем повышении T_f не меняется. Оптимальная температура СМ на вхо-

де в узел трения по результатам эксперимента составила $60 \div 80$ °C. С повышением температуры T_f на входе в узел трения коэффициент трения покоя и момент страгивания снижаются. Минимальные значения рассматриваемых показателей имели место при $T_f = 100$ °C. Однако при этой температуре пара трения выдерживает меньшую нагрузку, чем при температурах 20 и 60 °C, при которых предельные нагрузки практически одинаковы (разница составляет 8 %). Минимальные коэффициент трения покоя и момент страгивания при $T_f = 100~^{\circ}\mathrm{C}$ на входе в узел трения обусловлены наличием на поверхности трения хемосорбционной смазочной пленки бо́льшей толщины, чем при $T_f = 20$ °C. С увеличением T_f повышается химическая активность СМ, происходят химическая реакция с материалом пары трения и интенсификация образования хемосорбционных пленок, что приводит к снижению внутреннего трения СМ в результате снижения вязкости и повышения химической активности СМ.

При изменении нагрузки на пару трения или скорости скольжения происходит замена одних хемосорбционных пленок другими в результате срыва и образования новых пленок, а также регулирования фрикционного тепловыделения, что поддерживает равновесное состояние контактных поверхностей. Так, с повышением нагрузки увеличиваются деформация микропрофилей пары трения и площадь фактического контакта. Увеличение скорости скольжения приводит к увеличению единичных контактов в единицу времени, адгезии и адгезионного переноса. В свою очередь увеличение нагрузки или скорости скольжения сопровождается повышением температуры поверхностей трения и скорости образования пленок.

Результаты исследований показали значительное влияние режимного фактора ($P_{yд}$ и v) на образование хемосорбционных пленок СМ и возможность управления этим процессом, обеспечивая цикличное нагружение (рис. 2). При этом расширяется область нормального трения и обеспечивается минимальное сопротивление сдвигу, что в большей степени характеризует процессы трения и изнашивания.

В результате изменения нагрузочно-скоростных параметров и предварительного нагревания СМ определяющее влияние на изнашивание узлов трения оказывают адгезия, пластическая и упругая деформации, диффузия, адсорбция, химические реакции СМ с материалом пары трения.

Диффузия. Реальные тела имеют пористую структуру. Дефекты структуры образуют каналы, по которым СМ и продукты взаимодействия в микроскопическом количестве (атомы, молекулы) поступают к поверхности тела. Максимальная плотность структурных дефектов приходится на поверхностные слои. Деформация поверхностей происходит

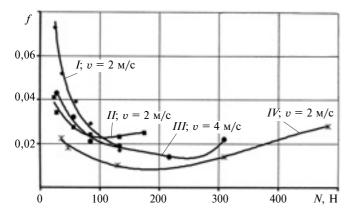


Рис. 2. Зависимости изменения коэффициента f трения от нормальной нагрузки N на пару трения из стали $X12\Phi1$ (Rz=0.08 мкм) и бронзы БрОСН10-2-3 (Rz=0.16 мкм) со смазочным материалом АМГ-10 ($T_f=20$ °C) для разных циклов нагружения (I—IV) с различной скоростью v

при нормальном трении через слой СМ, однако абсолютные выглаживание и перекрытие и отделение поверхности от СМ в результате перекрытия микропор материалом поверхности могут вызвать нарушения нормального режима трения.

Адсорбция. Тело и нанесенный на его поверхность СМ не имеют четкой границы раздела. Смазочный материал адсорбируется с реальной поверхностью по всей структуре, включая микронеровности: происходит так называемое насыщение поверхности смазочным материалом. Сцепление металлов с СМ тем сильнее, чем больше время их взаимодействия. В паре трения это взаимодействие близко к процессу облитерации щелей. Значимыми оказываются силы межмолекулярного и электрического взаимодействия на границе раздела жидкой и твердой фаз. Адсорбция вследствие диффузии СМ на поверхности пары трения приводит к образованию квазитвердого слоя с аномальной вязкостью. Механические свойства адсорбированного на двух поверхностях пары трения СМ отличаются от свойств СМ в объеме, в частности по прочности на сдвиг. На поверхностях пары трения образуются слои из СМ со свойствами квазитвердого тела.

Взаимодействие слоя СМ с поверхностями пары трения имеет сложный характер, что обусловлено термическим воздействием на границах двух фаз, и деформацией и срезом смазочного слоя в процессе трения. Во-первых, прочность граничного слоя на сдвиг, достигаемая в результате диффузии и адсорбции при нормальных температурах, значительно ниже, чем при повышенных температурах. Во-вторых, физико-химические процессы в нем отличаются от процессов в объеме СМ и в большей степени зависят от температуры, аналогично процессам диффузии и адсорбции; кроме того, они обусловлены каталитическим действием металлических поверхностей.

Для всех трех процессов (диффузии, адсорбции и химической реакции) справедлив закон изменения их интенсивности [2]: $m_i(t) \approx C_{T_i} t^{n_i}$, где C_{T_i} — зависимость изменения интенсивности трения от температуры для данного СМ и материалов пары трения в соответствии с законом Аррениуса; n — параметр, характеризующий развитие процесса во времени (для очень тонких смазочных слоев при трении n=1); i — индекс конкретного процесса.

Зависимость C_{T_i} от температуры можно пред-

Физико-химические свойства СМ во многом определяют величину сопротивления сдвигу. Для предотвращения срыва смазочной пленки с поверхностей пары трения используют обкатку, которая, как правило, заключается в механическом нагружении пары трения, в результате чего генерируется фрикционная теплота, ускоряющая физикохимические процессы. При этом теплота СМ в процессе не участвует.

При нормальной температуре (20÷25 °C) СМ поглощает часть фрикционной теплоты, что снижает скорость образования смазочных пленок на поверхностях контакта. Это приводит к срывам смазочных пленок с поверхностей трения, обладающих меньшей адгезионной прочностью относительно контактных поверхностей.

Поэтому для повышения адгезионной прочности смазочную пленку на поверхностях трения следует создать до механического нагружения. Повысить схватывание СМ и поверхностей трения можно путем увеличения температуры рабочей жидкости агрегата до $60 \div 100$ °C, выдержав узел трения в этом температурном режиме некоторое время, и только после этого выполнить приработку пары трения, осуществив механическое нагружение. Кроме того, повышенная температура СМ предотвращает попадание влаги и воздуха в узел трения, которые вызывают их водородное изнашивание.

Исследования прочности смазочной пленки на сдвиг в зависимости от режимов приработки и шероховатости поверхностей пары трения показали целесообразность комплексной термохимической обработки (обкатки) поверхностей пары трения путем механического нагружения.

Результаты исследований показали, что поверхности трения, прошедшие обкатку по заданной схеме, приобретают улучшенные свойства при определенных режимах нагружения и используемом СМ. На основе этого были разработаны режимы обкатки и испытаний агрегатов.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.793

В. Е. АРХИПОВ, А. В. БАЛАШОВА, А. Ф. ЛОНДАРСКИЙ, кандидаты технических наук, Г. В. МОСКВИТИН, д-р. техн. наук, М. С. ПУГАЧЕВ (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: pugachevmax@mail.ru

Повышение качества газодинамических покрытий

Показана возможность нанесения медного покрытия на сталь с прочностью сцепления 50 МПа и повышения адгезии в 1,5 раза путем срезания 1/2 слоя, выполненного газодинамическим напылением.

Ключевые слова: напыление, покрытие, твердость, адгезия, напряжения, наклеп.

The opportunity of copper plating on steel adhesion of 50 MPa increased adhesion by 1,5 times by cutting half of the layer, madegas-dynamic a praying is shown

Keywords: coating, the coating hardness, adhesion, stress, work hardening.

Газодинамическое напыление покрытий используется для устранения брака, допущенного при механической обработке или литье изделий, а также для восстановления при ремонте геометрических размеров изношенных поверхностей деталей [1]. Данный метод открывает широкие перспективы для создания поверхностей (подшипников) скольжения на основе меди, латуни или алюминия.

Газодинамическим напылением можно получать слои наклепанной меди твердостью до 1300 МПа, что соответствует твер-

дости латуни с относительной деформацией 30÷50 % [2]. При высокой твердости и наличии в структуре микропор размерами $(15 \div 20)10^{-6}$ м возможно получение поверхностей с хорошими триботехническими свойствами [3]. Однако в узлах трения нанесенный металл должен иметь высокие прочность сцепления с подложкой (адгезию) и когезию. Поэтому в данной статье основное внимание уделено исследованию механизма формирования покрытия с целью повышения механических характеристик слоев меди, нанесенных на сталь.

Методики, материалы и оборудование

Эксперименты по напылению меди проводили на газодинамической установке ДИМЕТ-404 с использованием порошка С-01-01 (производитель — Обнинский центр порошкового напыления), содержащего частицы технически чистой меди и корунда (ТУ 1793-021-40707672—00) [1].

Медь наносили на цилиндрические образцы из среднеуглеродистой конструкционной легированной стали 40Х в состоянии поставки (термическая обработка — нормализация, ГОСТ 2590—88), которая широко используется при изготовлении ответственных деталей, например валов. Для проведения испытаний на адгезию часть образцов термически обрабатывали до твердости 45÷47 *HRC*.

Свойства покрытия, в частности твердость, зависят от двух параметров: температуры и времени напыления. Причем при низкой температуре напыления (≤300 °C) на свойства металла в основном оказывает влияние деформация пластичных частиц твердыми, в результате чего происходит наклеп меди. Свойства металла из-

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

1111

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Меделяев И. А.** Явление трибомутации в узлах трения агрегатов // Вестник машиностроения. 2011. № 4. С. 48—53.
- 2. **Меделяев И. А., Албагачиев А. Ю.** Трение и износ деталей машин. М.: Машиностроение, 2008. 462 с.
- 3. **Меделяев И. А.** Исследование изнашивания узлов трения агрегатов при смешанной смазке // Междунар. науч.-практ. конф. "Фундаментальные проблемы и современные технологии в машиностроении". М.: Машиностроение, 2010. С. 413—420.
- 4. **Меделяев И. А.** Изнашивание узлов трения при смешанной смазке // Тр. междунар. симпозиума по

- фрикционным изделиям и материалам "Ярофри—2010". Ярославль. 2010. С. 114—125.
- 5. **Меделяев И. А.** Основные закономерности процессов трения и изнашивания в парах трения гидравлических машин // Вестник машиностроения. 2004. № 9. С. 42—47.
- 6. **Меделяев И. А.** Нормальный режим трения и долговечность антифрикционных пар со смазкой при повышенных нагрузках // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2006. № 8. С. 32—38.
- 7. **Меделяев И. А.** Научное обоснование технических решений по управлению изнашиванием в условиях граничного трения // Вестник машиностроения. 2008. N 11. С. 37—42.

меняются не только в результате наклепа, но и при нагревании поверхности потоком воздуха. При температуре ≥400 °C в металле частично происходят обратные процессы [4]. Поэтому исследовали адгезионную способность покрытий, нанесенных на сталь при разной температуре напыления. Остальные технологические показатели выбирали, исходя из требуемых производительности напыления и качества получаемого покрытия [2, 4]: расход порошка — $0.4 \cdot 10^{-3}$ кг/с; расстояние от среза сопла до поверхно $cти - 10^{-2}$ м; скорость перемещения образца — 10^{-2} м/с.

Адгезию меди на стали определяли испытаниями на сдвиг нанесенного слоя [2] в виду того, что газодинамическое нанесение покрытий рассматривали как перспективный способ создания поверхности трения скольжения, например в паре "втулка-вал". При пуске и особенно при останове оборудования в паре трения возникают значительные нагрузки, вызывающие сдвиг и отрыв нанесенного слоя от подложки. Поэтому данные испытания соответствуют условиям эксплуатации.

Так как при напылении из-за соударения с подложкой и корундом пластичные частицы меди деформируются и наклепываются и, кроме того, для увеличения скорости потока воздуха и энергии частиц газ нагревают до максимальной для данной установки температуры 540 °C, то возможно формирование в нанесенном металле термических напряжений и напряжений от пластической деформации.

Окружные остаточные термические напряжения рассчитывали по безмоментной теории оболочек. При разных температурах нанесенного слоя и подложки контактное давление на границе между валом и нанесенным по-

крытием (кольцом) рассчитывали по формуле [5]

$$P_{\mathrm{KOH}} = \frac{\alpha_{\mathrm{K}} \frac{D_{\mathrm{K.cp}}}{2} \Delta t_{\mathrm{K}} - \alpha_{\mathrm{B}} R_{\mathrm{B}} \Delta t_{\mathrm{B}}}{\frac{D_{\mathrm{K.cp}}}{4 E_{\mathrm{K}} h_{\mathrm{K}}} + \frac{R_{\mathrm{B}}}{E_{\mathrm{B}}} (1 - \mu_{\mathrm{B}})},$$

где $\alpha_{\rm K}$ и $\alpha_{\rm B}$ — коэффициенты линейного расширения меди и стали, 1/градус; $D_{\rm K.cp}$ и $h_{\rm K}$ — средний диаметр кольца и толщина покрытия, м; $\Delta t_{\rm K}$ и $\Delta t_{\rm B}$ — температурные градиенты кольца и вала, °C; $E_{\rm K}$ и $E_{\rm B}$ — модули упругости меди и стали, МПа; $R_{\rm B}$ — радиус вала, м; $\mu_{\rm B}$ — коэффициент Пуассона стали.

При этом окружные остаточные напряжения в слое меди, вызванные неоднородным нагреванием и охлаждением покрытия и подложки, рассчитывали по формуле [5]

$$\sigma_{\theta} = \frac{P_{\text{KOH}} D_{\text{K.cp}}}{2h_{\text{K}}}.$$
 (1)

Для оценки величины и знака остаточных напряжений, возникших в покрытии (кольце) в процессе напыления на подложку (вал), использовали метод разрезных цилиндров Давиденкова [6], согласно которому для определения напряжения в тонкостенном цилиндре ($R_{\rm cp}/h \geqslant 3$) его разрезают по образующей и последовательно снимают цилиндрические слои.

В предположении, что распределение остаточных напряжений по кольцу близко к линейному при $h \ll D_{\rm cp}$, приближенная формула окружных остаточных напряжений имеет вид [6]:

$$\sigma_{\theta}(a) = \pm 2 \frac{E \delta_{\mathrm{p}}}{(1 - \mu^2) D_{\mathrm{cp}}^2 \pi} \left(\frac{h}{2} - a\right), (2)$$

где a — толщина снимаемого металла, м; $D_{\rm cp}$ и h — средний диаметр и толщина кольца, м; $\delta_{\rm p}$ — изменение ширины реза, м; E — модуль упругости, МПа; μ — коэффициент Пуассона.

На массивный пруток из стали $(D = 34 \cdot 10^{-3} \text{ м})$ при температуре 450 °C наносили медь в виде колец одинаковой толщины (≈ $2,3 \cdot 10^{-3}$ м). Затем нанесенный слой меди обтачивали на токарном станке на ≈25 и ≈50 % его толщины (шаг обработки 10^{-4} м). После этого пруток растачивали с шагом $5 \cdot 10^{-5}$ м до полного устранения стальной основы и отделения нанесенного медного кольца. Далее кольцо надрезали на 50 % толщины слоя и измеряли ширину надреза с помощью инструментального микроскопа (точность 10^{-5} м); после этого кольцо прорезали по нанесенному надрезу полностью и измеряли окончательную ширину прорези. По разнице δ_p ширины полученных измерений рассчитывали остаточные окружные на-Уменьшение пряжения. увеличение ширины надреза определяло знак напряжений.

Адгезия меди

Прочность сцепления меди с подложкой из стали 40Х зависит от температуры напыления, что связано с энергиями твердых и пластичных частиц (таблица). При повышении температуры напыления со 180 до 540 °C прочность сцепления возрастает в 6 раз и достигает 23,7 МПа, что соответствует результатам, полученным при газопламенном напылении покрытий [7]. При этом в отличие от газопламенного нанесения покрытий подложку нагревают не выше 120 °C при толщине слоя меди $2 \cdot 10^{-3}$ м.

После подготовки образцов к напылению, которая заключается

Подготовка поверхности	Адгезия, МПа, при температуре напыления, °С			
	180	360	540	
Без обработки корундом С обработкой корундом	3,9 16,9	18,7 25,8	23,7 48,6	

в обработке поверхности корундом, адгезия меди на стали значительно повышается. Напыление при температуре 180 °С обеспечивает прочность сцепления 16,9 МПа, что в 4 раза превосходит прочность сцепления на образцах без подготовки поверхности. Напыление при температуре 540 °С повышает сцепление до 48,6 МПа, что можно обеспечить только при нанесении покрытий плазменным напылением или металлизацией [4].

Положительное влияние предварительной обработки корундом наблюдалось не только на образцах с низкой твердостью, но и на термически обработанных образцах твердостью 45÷47 HRC, где адгезия меди, нанесенной при температуре 180 °C, составляла 5,37 МПа, т. е. близка к адгезии на необработанных образцах (3,9 МПа). После обработки поверхности корундом прочность сцепления возросла в 2,5 раза и составила 14,2 МПа, что также близко к результатам, полученным на необработанных образцах (16,9 M Π a).

Таким образом, термическая обработка стали не оказывает существенного влияния на адгезию меди, нанесенной при одной и той же температуре, что важно при использовании газодинамического напыления на предприятиях.

При проведении испытаний отмечено, что слой меди, нанесенный при температуре 180 °С на образцы без обработки корундом, под нагрузкой отрывается и смещается без разрушения. При остальных режимах нанесения меди на сталь наблюдалось нарушение целостности покрытия в виде продольной трещины (рис. 1).

Исследование трещин на инструментальном микроскопе показало, что они распространяются до подложки и имеют смещение по торцам. Причем раскрытие (ширина) трещины и смещение ее торцов имеют определенную кор-



Рис. 1. Образцы после испытаний

реляцию с температурой напыления. Так, при напылении при температуре 360 °C средний размер трещины составил $245 \cdot 10^{-6}$ м при смещении торцов трещины $40 \cdot 10^{-6}$. С увеличением температуры напыления до 540 °C ширина трещины увеличивалась до $540 \cdot 10^{-6}$ м при смещении торцов $90 \cdot 10^{-6}$ м. Причем после обработки поверхности корундом ширина трещины и смещение ее торцов были еще больше. Однако при полном смещении нанесенного слоя (кольца) меди с поверхности образца ширина трещины уменьшалась, как и смещение ее торцов. У образцов меди, нанесенной при температуре 360 °C, средняя ширина трещины снижалась в 4 раза (с $245 \cdot 10^{-6}$ до $60 \cdot 10^{-6}$ м). Изменение ширины трещины свидетельствует о наличии остаточных напряжений.

Расчет окружных остаточных напряжений по формуле (1) по-казал, что напряжения σ_{θ} не превышают 47,42 МПа, т. е. напряжения σ_{θ} ниже предела прочности меди и не должны оказывать значительного влияния на ее сопротивление разрушению.

После отделения колец из меди от подложки их внутренний размер уменьшился на 10^{-4} м. На кольце, обработанном на 25 % толщины слоя, отмечено одновременное увеличение внешнего размера на $8 \cdot 10^{-5}$ м, что свидетельствует о наличии сжимающих и растягивающих напряжений. Ширина надреза увеличилась на 10^{-4} м у первого кольца и уменьшилась на $15 \cdot 10^{-5}$ м у второго.

Метод разрезных цилиндров позволил выявить в слое меди

растягивающие и сжимающие напряжения (2). На глубине от поверхности ≤40 % зафиксированы окружные растягивающие напряжения ≈0,04 МПа. В середине слоя отмечены окружные сжимающие напряжения 0,09 МПа. Так как сжимающие напряжения в какой-то степени компенсируют воздействие растягивающих напряжений, то, по-видимому, реальные напряжения больше расчетных. Растягивающие напряжения поверхностного слоя металла ниже предела прочности деформированной меди. Однако дополнительные внешние усилия или повреждения могут стать причиной разрушения металла. Например, при неполном прорезании кольца меди, у которого было срезано 25 % слоя, на дне надреза обнаружены трещины, что обусловлено растягивающими напряжениями.

Можно предположить, что срезание слоя с окружными остаточными напряжениями растяжения позволит повысить прочность сцепления покрытия с подложкой.

Для проверки этого предположения было устранено 25 и 50 % толщины меди, нанесенной при температуре 360 °C. Испытания образцов на адгезию меди показали, что прочность сцепления со сталью после уменьшения ее толщины на 25 % практически не увеличилась и составила 27,5 МПа. Однако механическая обработка покрытия с устранением половины слоя меди значительно повысила прочность сцепления: с 25,8 до 39,3 МПа. Согласно полученным результатам механической обработкой покрытия при тех же режимах напыления меди на сталь (рис. 2) можно повысить прочность сцепления в 1,5 раза.

При испытаниях ни на одном образце не обнаружено повреждений слоя меди, при которых происходило бы расслоение по толщине, что свидетельствует о хорошей когезии частиц меди при формировании целостного покрытия.

Исследование образцов после смещения нанесенного слоя меди показало, что поверхность под покрытием неоднородна: ближе к центру наблюдаются отдельные точки красноватого оттенка, особенно заметные на образцах с нанесением меди при более низкой температуре (рис. 3, a), по краям — участки со сдвигом меди, наиболее заметным при напылении с высокой температурой (рис. 3, δ).

Так как на периферии газового потока температура и скорость из-за соприкосновения с внешней средой ниже чем в центре, то более высокое качество краевых участков покрытия может быть связано только с углом α , под которым поток частиц направлен к поверхности (рис. 4). Расчеты показали, что участки более высокого качества формируются при $\alpha=84^\circ$.

Для проверки расчетов на изделие нанесли покрытие при $\alpha = 84^{\circ}$ без изменения остальных технологических параметров. Испытания покрытия меди на прочность сцепления показали, что адгезия повысилась с 23,1 до 26,3 МПа, т. е. на \approx 14 %.

В отличие от газотермических методов нанесения покрытий газодинамическое напыление позволяет наносить на поверхность медное покрытие в виде спирали или колец шириной $6 \cdot 10^{-3}$ м и толщиной $2 \cdot 10^{-3}$ м и более с произвольным шагом, создавая, таким образом, несущую поверхность с масляными канавками.

Производительность нанесения меди зависит от таких факторов, как расход порошка, расстояния от среза сопла до поверхности напыления, скорости перемещения образца и др.

КПД газодинамического напыления рассчитывали как отношение массы нанесенного покрытия к массе используемого порошка $0.4 \cdot 10^{-3}$ кг/с, расстоянии от среза сопла до поверхности напыления 10^{-2} м и скорости перемещения образца 10^{-2} м/с КПД

Прочность сцепления, МПа

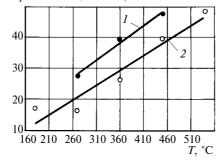


Рис. 2. Зависимости прочности сцепления слоя меди от температуры *T* напыления и механической обработки:

1 — при срезании 50 % толщины слоя; 2 — без механической обработки

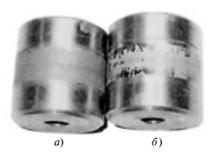


Рис. 3. Образцы стали со смещенным покрытием меди в результате напыления при температурах 270 (a) и 450 °C (δ)

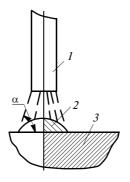


Рис. 4. Схема нанесения покрытий: 1- сопло; 2- медное покрытие; 3- подложка

напыления при температурах T=270, 360 и 450 °C соответственно составил 7; 16 и 19 %. Так как при напылении покрытий используется порошковая смесь из меди и корунда (по 50 мас. %) [1], то КПД газодинамического напыления по меди составляет \approx 40 %. Повышение температуры напыления и/или расхода порошка может привести к повышению КПД газодинамического напыления.

Выводы

Прочность сцепления медного покрытия, нанесенного газодинамическим напылением, с подложкой из стали может достигать ≈50 МПа, что соответствует результатам, получаемым при использовании плазменного напыления или металлизации, но без существенного разогрева при этом подложки.

В нанесенном слое меди ближе к поверхности формируются растягивающие окружные напряжения ≥ 0.04 МПа, а в середине слоя положительные сжимающие напряжения ≈ 0.09 МПа.

Адгезию покрытия, нанесенного газодинамическим напылением, можно повысить в 1,5 раза, если срезать 50 % толщины полученного слоя.

Прочность сцепления покрытия с подложкой можно повысить на 14 % путем напыления под углом ≈84° к поверхности изделия.

Термическая обработка стали для получения твердости $45 \div 47$ *HRC* не оказывает существенного влияния на адгезию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Применение** технологии и оборудования // www.dimet-r.narod.ru.
- 2. **Нанесение** медных покрытий на сталь газодинамическим напылением / В. Е. Архипов, А. Ф. Лондарский, Г. В. Москвитин и др. // Металлообработка. 2011. № 12.
- 3. **Гаркунов Д. Н.** Триботехника. М.: MCXA, 2001. 456 с.
- 4. **Свойства** медных покрытий, нанесенных газодинамическим напылением / В. Е. Архипов, А. Ф. Лондарский, Г. В. Москвитин и др. // Упрочняющие технологии и покрытия. 2011. № 9.
- 5. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: Наука. 1986. 512 с.
- 6. **Биргер И. А., Мавлютов Р. Р.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1986. 560 с.
- 7. **Хасуи А., Моригаки О.** Наплавка и напыление. М.: Машиностроение, 1985. 239 с.

А. Ю. АНДРЮШКИН, канд. техн. наук (Балтийский ГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург), e-mail: sashala@mail.ru

Способы пропитки арматуры из композиционных материалов связующим

Рассмотрены способы пропитки арматуры из композиционных материалов связующим. Приведены схемы оптимального расположения распылителей в пропиточном устройстве при напылении связующего.

Ключевые слова: композиционные материалы, связующее, пропитка, напыление.

Binder dip methods of composite reinforcement were considered. Optimal atomizer position arrangements in fabric-dipping device during deposition were presented.

Keywords: composite materials, binder, dip, deposition.

Композиционные материалы (КМ) широко применяют в различных отраслях промышленности благодаря их уникальным свойствам: высокой прочности, коррозионной и химической стойкости и небольшой массе. Качество конструкции из КМ определяется технологией изготовления. Одной из

основных операций является пропитка арматуры связующим. Актуальными являются выбор оптимальной конструкции пропиточного устройства (ПУ) и режимов пропитки.

Выбор способа пропитки определяется физикохимическими свойствами связующего и его компонентов. Связующее представляет собой смесь полимерной смолы (или нескольких смол), отвердителя, пластификатора и специальных добавок. При необходимости в связующее вводят пигменты и дискретный наполнитель (например, керамические или металлические частицы, рубленые волокна) [1, 2].

Пропитку арматуры — нитей, жгутов, тканей, предварительно отформованных заготовок, осуществляют введением связующего в ее волокнистую структуру для образования плотной монолитной

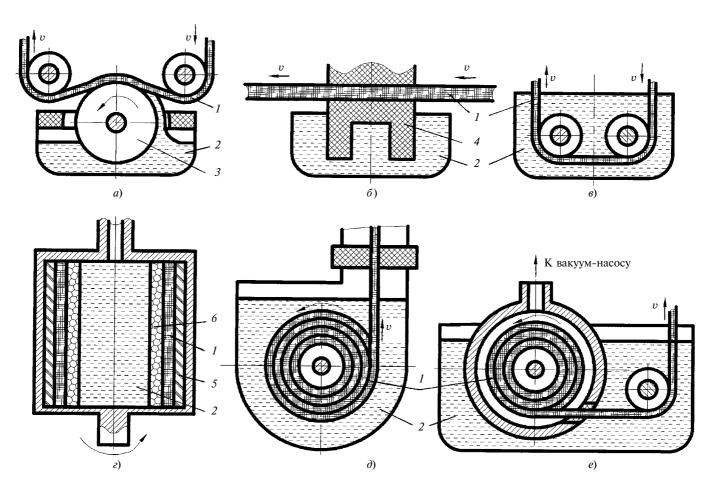


Рис. 1. Схемы пропитки арматуры связующим: 1- арматура; 2- связующее; 3- ролик; 4- шинка; 5- резиновая рубашка; 6- металлическая сетка; v- скорость протягивания арматуры

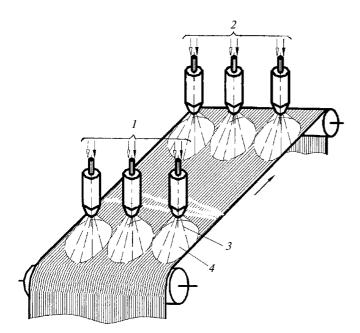


Рис. 2. Схема напылением связующего: 1 и 2 — распылители первого и второго ряда соответственно; 3 — факел распыления; 4 — пятно напыления

матрицы. Связующее должно быть жидким и иметь низкую технологическую вязкость. Применяемые для связующих смолы в исходном состоянии представляют собой твердые вещества или жидкости, вязкость которых зависит от физико-химических свойств полимера и его молекулярного веса. Для получения требуемой вязкости в смолу вводят растворители или разбавители, также широко используют расплавление полимерных ингредиентов связующего до нужной консистенции.

Существуют следующие способы пропитки арматуры [3, 4]: контактным роликом, погруженным в связующее (рис. 1, a); пористой шинкой, капилляры которой насыщены связующим (рис. 1, δ); протягиванием арматуры через ванну с жидким связующим (рис. 1, a); центрифугированием (рис. 1, a); окунанием (всего рулона или катушки арматуры) (рис. 1, a); прокачиванием связующего через волокнистую структуру под действием разрежения или нагнетания (рис. 1, a). Для пропитки ткани применяют также напыление связующего (рис. 2).

Сравнение способов пропитки показало, что напыление обеспечивает хорошее качество пропитки, высокую производительность и имеет низкую трудоемкость. Эффективность напыления во многом зависит от правильной организации процесса.

При напылении связующее распыляется потоком газа на капли, которые попадают на арматуру (например ткань) и, дробясь о волокна на еще более мелкие капли, проникают внутрь структуры по капиллярам. Достоинством напыления является равномерное нанесение связующего на большие участки ткани, обеспечивающее хорошее заполнение пор, при очень высокой производительности.

Для достижения качественной пропитки всей поверхности ткани напыление лучше выполнять несколькими последовательно установленными распылителями (см. рис. 2). Более высокое качество пропитки достигается, если начинать напыление мелкими каплями, постепенно увеличивая их размеры, например, настраивая распылители первого ряда на образование мелких капель, а второго крупных. Равномерность нанесения связующего обеспечивается также оптимальным расположением пятен напыления в каждом ряду распылителей, что позволяет существенно повысить качество пропитки. Дисперсность капель определяется скоростью газового потока: чем больше скорость, тем мельче капли. Так как площадь поверхностных волокон намного меньше площади пор, то большинство капель связующего проникает через поры в глубь арматуры. При этом, отскакивая от волокон, капли теряют свою энергию и оседают между волокнами или на них. При оседании мелкие капли не изменяют свои размеры, а крупные растекаются, образуя вокруг волокна жидкий пояс в форме ундулонда. Возможны три варианта оседания капель: на волокне (рис. 3, a); между двумя волокнами (рис. 3, δ); в капилляре между тремя или четырьмя волокнами (рис. 3, e).

Проникнув в волокнистую структуру арматуры мелкие капли сливаются в более крупные с образованием капиллярных мостиков между соседними волокнами. Так как силы поверхностного натяжения в капиллярах стремятся уравновеситься, то капиллярный мостик перемещается до достижения

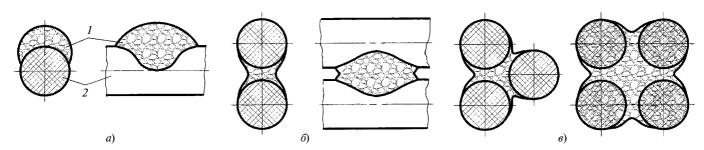


Рис. 3. Варианты оседания капель связующего в волокнистой арматуре: I- капля; 2- волокно

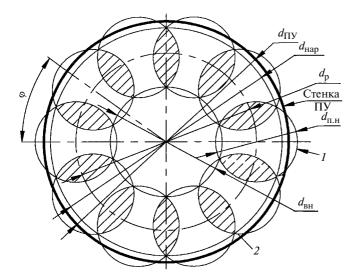


Рис. 4. Схема кольцевого расположения распылителей

симметричного расположения относительно соединяемых волокон. Под действием сил поверхностного натяжения мостики притягиваются друг к другу, что приводит к увеличению их поперечного сечения и, следовательно, уменьшению сил притяжения в поперечном направлении. В продольном направлении капиллярные силы не изменяются и даже увеличиваются при сближении волокон, мостик растекается вдоль волокна и его сечение уменьшается. Это еще больше увеличивает силы притяжения волокон. Так продолжается до тех пор, пока не иссякнет жидкость, а капилляр не уменьшится до предельных размеров. Новые капли продолжают подпитывать продольные капилляры. Если приток превышает отток, то мостик набухает, заполняя межволоконный капиллярный канал, и соединяет три или четыре волокна. Пропитка арматуры происходит по продольным капиллярам волокнистой структуры. При этом в ее объеме возникает множество питающих центров, способствующих образованию встречных капиллярных потоков, которые могут привести к блокировке в каналах воздушных пузырей. Мелкие капли не закупоривают поперечные каналы в арматуре и воздух свободно выходит из них [5—7].

В ПУ может быть установлено много параллельно работающих распылителей. При проектировании такой сложной системы важно их оптимальное расположение для равномерного распределения связующего по арматуре [8, 9]. Максимальная равномерность достигается при следующих условиях [4, 8, 10, 11]: связующее наносится на заданную зону напыления в виде минимально перекрывающих друг друга пятен; количество связующего на стенках ПУ должно быть также минимальным.

Качество нанесения связующего будем оценивать коэффициентом избыточного напыления: $K_{\rm H} = S_{\rm п.H}/S_{\rm \Pi Y}$, где $S_{\rm п.H}$ — общая площадь напыления с учетом частичного перекрытия пятен напыления от всех распылителей ПУ; $S_{\Pi V}$ — площадь сечения ПУ в зоне напыления или площадь поверхности арматуры, на которую наносится связующее.

Оптимальное расположение распылителей определяется размерами и формой зоны напыления, что в свою очередь обусловливает конфигурацию ПУ. Возможны следующие схемы оптимального расположения распылителей: кольцевая, щелевая, круговая, прямоугольная, треугольная.

Кольцевая схема предполагает равномерное расположение распылителей с углом ф на одной окружности диаметром $d_{\rm p}$ (рис. 4). Максимальная равномерность нанесения связующего достигается в кольцевой зоне, ограниченной точками 2 пересечения пятен 1 напыления, с диаметрами наружным $d_{\rm hap}$ и внутренним $d_{\rm вн}$ зоны напыления. При этом желательно, чтобы $d_{\rm hap}$ совпадал с внутренним диаметром $d_{\rm \Pi Y}$ стенки $\Pi {\rm Y}$, т. е. $d_{\rm hap} = d_{\Pi {\rm Y}}$. Для кольцевой схемы коэффициент избыточного напыления

$$K_{\rm H1} = \frac{n}{4} \left(\frac{(d_{\rm Hap}/d_{\rm BH} - 1)}{(d_{\rm Hap}/d_{\rm BH} + 1)} + {\rm tg}^2 \left(\frac{\pi}{n} \right) \frac{(d_{\rm Hap}/d_{\rm BH} + 1)}{(d_{\rm Hap}/d_{\rm BH} - 1)} \right),$$

где n — число распылителей.

Число *п* распылителей и размер зоны напыления $d_{\rm Hap}/d_{\rm BH}$ определяют коэффициент $K_{\rm H1}$. Оптимальное число п соответствует минимальному коэффициенту, при кольцевой схеме минимальный $K_{\rm H\,I}=0.5\pi=1.57$. Оптимальное число распылителей $n_{\text{опт}} = 8$ (рис. 5).

Определим основные параметры ПУ (рис. 6). расположения распылителей

$$d_{\rm p} = \frac{0.5(d_{\rm Hap} + d_{\rm BH})}{\cos(\pi/n)}$$
.

Наименьшее перекрытие пятен напыления обеспечивается при $d_{\Pi,H} = d_{\rm p} - d_{\rm Hap} d_{\rm BH}.$ Зная габаритные размеры ПУ, можно задать

расстояние H от распылителей до поверхности

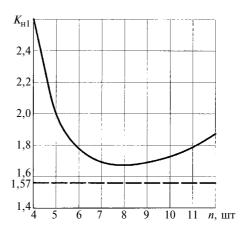


Рис. 5. Зависимость коэффициента K_{H1} от числа n

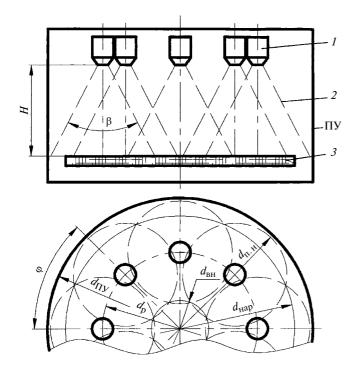


Рис. 6. Основные параметры ПУ: I — распылитель; 2 — факел; 3 — ПУ; 4 — арматура

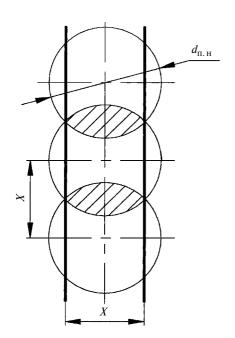


Рис. 7. Схема щелевого расположения распылителей

арматуры и определить угол факела распыления $\beta = 2 \mathrm{arctg}(0.5 d_\mathrm{p}/H) 180/\pi.$

Щелевую схему расположения распылителей применяют при пропитке лент, т. е. когда длина арматуры значительно превышает ее ширину. В этом случае распылители располагают в ряд по середине щели в направлении движения арматуры (рис. 7). Щелевая схема — предельный случай кольцевой схемы, когда $d_{\rm p} \to \infty$. Минимальный коэффициент

избыточного напыления $K_{\rm H2}=0.5\pi=1.57$. Расстояние между распылителями равно ширине X щели, диаметр пятна напыления $d_{\rm п.H}=1.57 X$.

Круговую схему применяют при небольшой площади напыления, когда распылители целесообразно располагать на одной или нескольких концентричных окружностях вокруг центрального распылителя. Схема расположения распылителей на одной окружности (рис. 8) подобна кольцевой (см. рис. 4).

Для этой схемы
$$K_{\rm H3} = \frac{n_1+1}{\left(4\cos^2(\pi/n)-1\right)^2},$$
 где n_1 —

число распылителей, расположенных на одной окружности (рис. 9). Минимальный коэффициент $K_{\rm H3}$ соответствует оптимальному числу распылителей, расположенных по окружности вокруг центрального распылителя: $n_{\rm 1ont}=8$. Общее число распылителей $n=n_1+1$ при $d_{\rm п.H}=0,414d_{\rm Hap}$ и $d_{\rm p}=1,848d_{\rm п.H}$.

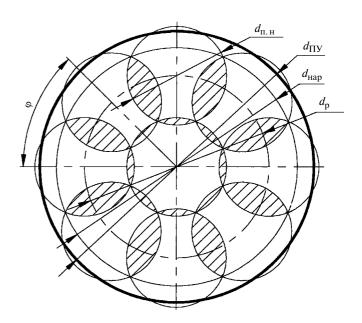


Рис. 8. Схема расположения распылителей на одной окружности

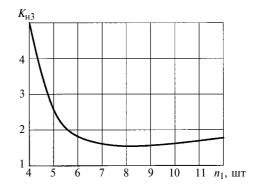


Рис. 9. Зависимость коэффициента $K_{\rm H3}$ от числа n

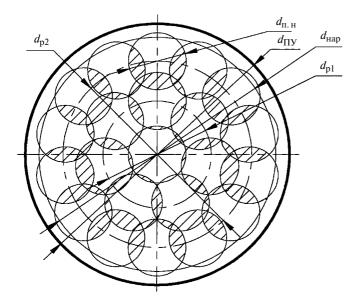


Рис. 10. Схема расположения распылителей на двух концентричных окружностях

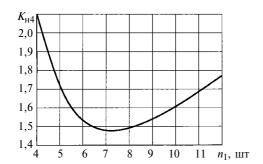


Рис. 11. Зависимость коэффициента K_{H4} от числа n

Для круговой схемы расположения распылителей по двум концентричным окружностям (рис. 10) коэффициент избыточного напыления

$$\begin{split} K_{\rm H4} &= \\ &= \frac{3n_1 + 1}{\left\{4\cos^2\!\left(\frac{\pi}{n_1}\right)\!\cos\!\left(\frac{\pi}{2n_1}\right) + \left(1 - \left[4\cos^2\!\left(\frac{\pi}{n_1}\right)\!\sin\!\left(\frac{\pi}{2n_1}\right)\right]^2\right)^{0.5}\right\}^2}, \end{split}$$

где n_1 — число распылителей, расположенных на первой окружности.

Минимальный коэффициент $K_{\rm H4}$ соответствует оптимальному числу распылителей, расположенных на первой окружности: $n_{\rm 10\Pi T}=7$ (рис. 11). Общее число распылителей $n=n_1+2n_1+1$ при $d_{\rm II.H}=0.26d_{\rm Hap},\ d_{\rm p1}=0.468d_{\rm II.H}$ и $d_{\rm p2}=0.844d_{\rm II.H}$. Расположение распылителей по двум концентричным окружностям эффективнее, чем по одной: $K_{\rm H3}>K_{\rm H4}$. Дальнейшее увеличение числа концентричных окружностей не дает ощутимого эффекта и приводит к снижению надежности ПУ.

Для ПУ больших размеров независимо от формы их сечения возможны две простые схемы рас-

положения распылителей: прямоугольная и треугольная. В первом случае распылители располагают в узлах прямоугольной сетки со сторонами ячейки $a=d_{\Pi,H}\cos\varphi$ и $b=d_{\Pi,H}\sin\varphi$ (рис. 12); во втором случае — в узлах треугольной сетки, т. е. в вершинах равнобедренных треугольников с основанием $g=d_{\Pi,H}\sin\varphi$ и высотой $h=d_{\Pi,H}\cos^2(0,5\varphi)$ (рис. 13).

При прямоугольной схеме расположения распылителей коэффициент избыточного напыления $K_{\rm H5}=\pi/(4{\rm sin}\phi{\rm cos}\phi)$. Его минимальное значение $K_{\rm H5}=1,57$ будет при $\phi=0,25\pi=45^\circ$, т. е. прямоугольная сетка превращается в квадратную. При треугольной схеме расположения распылителей коэффициент $K_{\rm H6}=\pi/(2{\rm sin}\phi+{\rm sin}2\phi)$. Его минимальное значение $K_{\rm H6}=1,21$ будет при $\phi=\pi/3=60^\circ$, т. е. сетка состоит из равнобедренных треугольников. Такое расположение распылителей эффективнее прямоугольного: $K_{\rm H6}< K_{\rm H5}$.

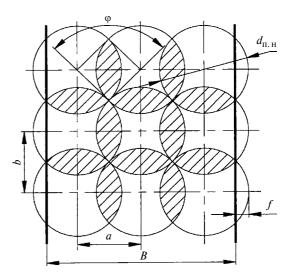


Рис. 12. Схема прямоугольного расположения распылителей

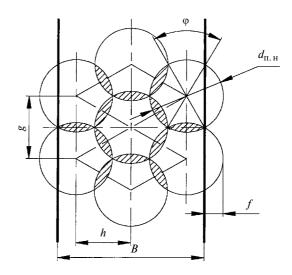


Рис. 13. Схема треугольного расположения распылителей

В обеих схемах размеры сечения ПУ зависят от диаметра $d_{\Pi.H}$ пятна напыления. Ширину B ПУ определяем по формуле $B=(N-1)m+d_{\Pi.H}\Big(1-\frac{f}{0.5d_{\Pi.H}}\Big)$, где N— число рядов распыли-

телей; m — расстояние между рядами (m = a для прямоугольной схемы); m = h для треугольной схемы); f — часть диаметра пятна напыления, отсекаемая стенкой ПУ.

Для повышения качества пропитки арматуры в ПУ больших размеров его сечение разбивают на зоны и в соответствии с одной из рассмотренных схем для каждой зоны рассчитывают расположение распылителей, имеющих необходимую дисперсность капель.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Андрюшкин А. Ю.** Армирование дискретными волокнами и нитевидными кристаллами композитов // Четвертые Уткинские чтения: Материалы междунар. науч.-техн. конф. Т. 1. СПб.: БГТУ, 2009. С. 31—35.
- 2. Андрюшкин А. Ю., Иванов В. К. Технологии армирования композиционных материалов нитевидными кристаллами // Конструкции из композиционных материалов. 2010. № 4. С. 10-15.

- 3. **Андрюшкин А. Ю., Иванов В. К.** Композиционные материалы в производстве летательных аппаратов. СПб.: Изд-во БГТУ, 2010. 134 с.
- 4. **Цыплаков О. Г.** Научные основы технологии композиционно-волокнистых материалов. В 2-х частях. Пермь: Кн. изд-во, 1974. 316 с.; 274 с.
- 5. **Андрюшкин А. Ю.** Пропитка волокнистой арматуры связующим методом напыления // Сб. тр. "Актуальные вопросы ракетно-космической техники и технологий". Вып. 2. СПб.: БГТУ, 2004. С. 15, 16.
- 6. **Андрюшкин А. Ю.** Газодинамическая операционная система формирования радиопоглощающих покрытий в производстве летательных аппаратов // Четвертые Уткинские чтения: Тр. междунар. науч.-техн. конф. СПб.: БГТУ, 2009. С. 17—24.
- 7. **Андрюшкин А. Ю.** Технология получения стелспокрытий сверхзвуковым газодинамическим методом // Краткие сообщения XXX Российской школы "Наука и технологии", посвященной 65-летию Победы. Т. 1. Екатеринбург: УрО РАН, 2010. С. 18—20.
- 8. **Андрюшкин А. Ю.** Патент на изобретение № 2344036 от 20.01.09. Приоритет от 20.09.07. Устройство для пропитки арматуры композиционного материала связующим.
- 9. **Андрюшкин А. Ю.** Патент на полезную модель № 94507 от 27.05.10. Приоритет от 18.01.10. Устройство пропитки связующим.
- 10. **Мячин В. А., Шабельский В. А.** Конструирование оборудования окрасочных цехов. М.: Машиностроение, 1989. 183 с.
- 11. Яковлев А. Д. Химия и технология лакокрасочных покрытий: учеб. пособие для вузов. Л.: Химия, 1981. 352 с.

УДК 621.791.05

Г. А. РАСТОРГУЕВ, д-р техн. наук (РУДН, г. Москва), e-mail: kafedra.tm.rudn@mail.ru

Технологии обработки шлицевых поверхностей

Рассмотрены особенности формообразования наружных и внутренних шлицевых поверхностей, приведены схемы технологических способов их получения, а также методы контроля основных параметров шлицевых соединений.

Ключевые слова: шлицевое соединение, поверхности, формообразование, центрирование, методы контроля.

Features of shaping of extraneous and inner of splined surfaces, circuitries of technological methods obtaining them and main parameters of spline joints control methods were considered.

Keywords: spline joint, splined surfaces, shaping, alignment, control methods.

Шлицевые соединения широко применяются в сборочных узлах машин и механизмов для передачи крутящих моментов между валами и втулками с неподвижными и подвижными посадками. Трудоемкость операций формообразования шлицевых поверхностей составляет $50 \div 60~\%$ от общей трудоемкости изготовления деталей со шлицевыми со-

единениями [1]. Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными передают бо́льшие крутящие моменты, имеют повышенную прочность и высокую точность центрирования и направления при тех же габаритах, при одинаковых размерах концентрация напряжений у основания шлицев меньше, чем в пазах шпоночного соединения.

В зависимости от профиля зубьев различают прямобочные, эвольвентные, треугольные и трапецеидальные шлицевые цилиндрические соединения. Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев по сравнению с прямобочными передают большие крутящие моменты и обладают большей усталостной прочностью [1-4]. Шлицы треугольного профиля применяют в основном в небольших соединениях, например для соединения тонкостенных ступиц с валами. Трапецеидальные шлицы имеют небольшой угол при вершине шлица и большие скругления у основания. Наибольшее применение получили соединения с прямобочным профилем зуба и четным числом зубьев. Поэтому в статье рассматривается в основном формообразование прямобочных шлицевых поверхностей.

Формообразование наружных шлицевых поверхностей

Формообразование наружных шлицевых поверхностей включает их черновую и чистовую обработку. Черновая обработка осуществляется двумя способами: фрезерование дисковыми фасонными фрезами на горизонтально-фрезерных станках, оснащенных делительными головками, и фрезерование червячными фрезами на шлицефрезерных или зубофрезерных станках.

Фрезерование дисковой профильной фрезой каждой впадины шлицев (рис. 1) [4] является наиболее простой обработкой, которую осуществляют цельными быстрорежущими или твердосплавными фрезами на универсальных или специальных фрезерных станках. Каждый паз прорезается за один рабочий ход при скорости резания $v=25\div35$ м/мин и продольной подаче S=130 мм/мин. Ввиду низкой производительности способ применяют в единичном и мелкосерийном производстве и при ремонте.

Более производительный способ — одновременная обработка двух впадин специальными фасонными фрезами, оснащенными твердосплавными пластинами (рис. 2, a). Режим фрезерования: $v = 30 \div 35$ м/мин; $S = 100 \div 130$ мм/мин. Для получения более высокой точности по толщине боковые поверхности зубьев обрабатывают специальной торцевой фрезой (рис. 2, δ). При этом достигается точность размеров $0.03 \div 0.05$ мм и шероховатость боковых поверхностей $Ra = 0.8 \div 1.6$ мкм. При обработке шлицевых поверхностей с центрированием

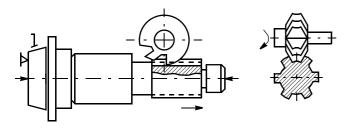


Рис. 1. Схема обработки шлицевой поверхности дисковой фрезой

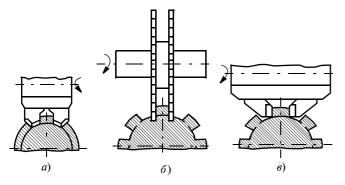


Рис. 2. Схемы одновременного фрезерования двух впадин: a — комплектом из дисковых фрез; δ — специальной торцевой фрезой; ϵ — комплектом из двух прорезных фрез

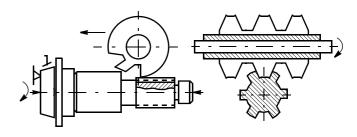


Рис. 3. Схема обработки шлицевой поверхности на шлицефрезерном станке

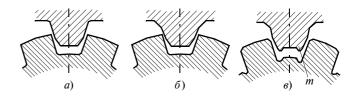


Рис. 4. Профили режущего зуба червячной фрезы: a — с галтелями у основания шлицев; δ — с галтелями и фасками на кромках шлицев; ϵ — с канавками и фасками

по внутреннему диаметру шлицев (по поверхности впадин) необходимо выполнить канавки для выхода шлифовального круга. Их фрезеруют комплектом из двух дисковых прорезных фрез (рис. 2, θ).

При фрезеровании шлицев вышеприведенными способами заготовку базируют по центровым отверстиям и закрепляют в делительной головке. Для получения необходимого числа шлицевых впадин заготовку поворачивают с помощью универсальной делительной головки. Недостаток всех способов, основанных на копировании и единичном делении, — невысокая точность по шагу шлицев, зависящая в основном от точности делительного механизма.

Наиболее точным является обкатывание шлицевых поверхностей, которое выполняется на специальных шлице- или зубофрезерных станках. На шлицефрезерных станках заготовку устанавливают горизонтально (рис. 3) [4], на зубофрезерных — вертикально. В качестве базирующей поверхности используют центровые отверстия на торцах вала. При обработке длинных нежестких валов применяют люнеты.

Фрезерование шлицевых валов с прямобочным профилем осуществляют червячными шлицевыми фрезами. В зависимости от вида центрирования и конструктивного исполнения паза применяют фрезы различного профиля (рис. 4). Шлицевые поверхности валов диаметром до 30 мм фрезеруют за один проход; бо́льшего диаметра — за два. Режим обработки: $v = 25 \div 40$ м/мин; $S = 1 \div 3$ мм/об. Достигаемая точность по толщине шлицев соответствует квалитету 9, по внутреннему диаметру — квалитету 8, шероховатость поверхности $Ra = 1,6 \div 3,2$ мкм.

В крупносерийном и массовом производстве применяют строгание и протягивание шлицев.

Строгание шлицев на валах производят набором резцов, установленных в специальной многорезцовой головке на строгальном станке-автомате, который может работать как отдельно, так и в составе автоматической линии. Строгальные станки моделей 5104 и МА-5104 позволяют обрабатывать детали с наибольшими диаметрами 50 и 65 мм и обшей длиной 360 и 1000 мм при длине нарезаемых шлицев 350 и 450 мм соответственно. Заготовку устанавливают вертикально и сообщают ей возвратнопоступательное перемещение вдоль оси. Число и профиль резцов соответствуют числу шлицев и профилю впадины между ними. Резцы в головке затачивают комплектно в специальном приспособлении. Число двойных ходов головки определяется глубиной шлицевой канавки и принятой глубиной резания за один рабочий ход. Рабочим движением является перемещение заготовки вверх. При перемещении вниз резцы отводятся от обрабатываемой поверхности, чтобы избежать трения о заготовку. После каждого двойного хода резцы сводятся радиально на заданную величину подачи.

Этим способом можно обрабатывать как сквозные, так и несквозные шлицы. В последнем случае для выхода резцов необходимо предусмотреть канавку глубиной не менее $6\div 8$ мм. Обработку рекомендуется выполнять за две операции: предварительная — твердосплавными резцами с большими подачами, окончательная — резцами из быстрорежущей стали. Твердость обрабатываемой детали не более $24\ HRC$. Достигаемая точность при строгании шлицев: отклонение от параллельности зубьев относительно оси вала 0,04 мм на длине 100 мм, отклонение толщины зубьев 0,05 мм, шероховатость поверхности $Ra=2,5\div 0,8$ мкм.

Протягивание является высокопроизводительным способом формообразования шлицев. Осуществляется двумя блочными протяжками одновременно двух диаметрально расположенных впадин с последующим поворотом вала на определенный угол после каждого хода протяжек. Блок протяжки состоит из набора резцов, которые копируют профиль впадин шлицевого вала. Глубина впадины определяется наибольшей высотой зуба протяжки, а глубина резания — разницей высот соседних зубьев протяжки, расположенных последовательно друг за другом по длине. Этот способ позволяет, используя копирную линейку, обрабатывать сквозные и несквозные шлицы по заданной траектории. Возможно также протягивание шлицев охватывающими протяжками. Однако ввиду их конструктивной сложности способ используется довольно редко. Протягивание обеспечивает шероховатость поверхности $Ra = 1.6 \div 0.8$ мкм.

Накатывание шлицев также обеспечивает высокие производительность и качество поверхности. Холодным пластическим деформированием (накатыванием) формируют в основном эвольвентные

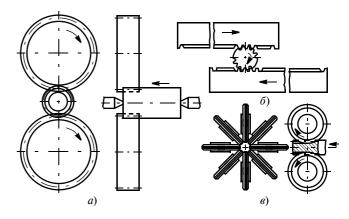


Рис. 5. Схемы холодного накатывания шлицев: a — круглыми роликами; δ — рейками; δ — многороликовой головкой

шлицы. Поверхностный слой таких шлицев имеет повышенные износостойкость и предел прочности, уменьшается вероятность появления трещин. В ряде случаев холодное накатывание позволяет избежать термической обработки валов и дальнейшей механической обработки. Накатыванию подвергают заготовки твердостью не более 220 *НВ*. Заготовки предварительно обрабатывают по наружному диаметру. Диаметр заготовки определяется как среднее арифметическое диаметров окружностей выступов и впадин. Рекомендуемый допуск на диаметр составляет 0,05÷0,1 мм, допуск на биение 0,03÷0,06 мм.

Накатывание шлицев выполняют круглыми зубчатыми роликами, плоскими зубчатыми рейками или многороликовой головкой [1]. Накатывание шлицев круглыми зубчатыми роликами осуществляется вращением роликов, между которыми перемещается заготовка (рис. 5, а). Ролики устанавливают с заданным межосевым расстоянием, которое остается постоянным. Заготовку устанавливают в центрах резьбонакатного или специального шлиценакатного станка. Накатывание шлицев плоскими зубчатыми рейками (рис. 5, б) выполняют на полную высоту шлица за один рабочий ход на всю длину при возвратно-поступательном перемещении двух реек по касательной к образующей поверхности вала. Обрабатываемый вал вращается под действием деформирующих сил. Этот способ производительнее накатывания роликами, но вследствие больших усилий не рекомендуется для накатывания шлицев длиной свыше $80 \div 100$ мм. Стойкость зубчатых реек — до 30 тыс. обрабатываемых деталей, число переточек — до четырех. При накатывании многороликовой головкой (рис. 5, в) число и форма рабочих поверхностей роликов должны соответствовать числу и форме шлицевых поверхностей. Обрабатываемый вал устанавливают в специальных центрах и проталкивают между роликами головки. Шлицы можно накатывать как за один, так и за несколько проходов. Число проходов зави-

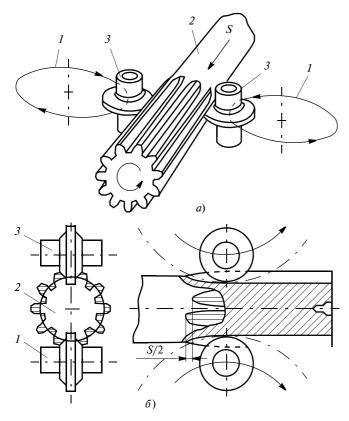


Рис. 6. Схемы накатывания шлицев планетарным методом при движении роликов и заготовки (a) и накатывании (б): I — траектории роликов; 2 — заготовка; 3 — ролики

сит от допускаемой степени деформации и, следовательно, пластических свойств материала заготовки. Необходимо учитывать также требования по точности шлицев и шероховатости получаемых поверхностей.

Холодное накатывание эвольвентных шлицев на валах можно выполнять планетарным способом (рис. 6). Профиль шлицев формируется двумя роликовыми головками при их встречном вращении. Профильные ролики 3 одновременно и синхронно внедряются во вращающуюся заготовку 2, которая при этом совершает движение подачи в осевом направлении. Частоты вращения накатных головок и заготовки согласованы с учетом числа накатываемых шлицев. После чистовой обработки всех поверхностей — наружных и соосных со шлицевой частью заготовки, производят их термообработку, а затем шлифование внутреннего диаметра шлицевой части.

Рекомендуемые режимы накатывания: окружная скорость роликов $15 \div 20$ м/мин при диаметре начальной окружности 200 мм; осевая подача $150 \div 200$ мм/мин. Достигаемая точность: погрешность по шагу не более 0,03 мм; накопленная погрешность шага $0,05 \div 0,1$ мм; шероховатость поверхности $Ra = 0,63 \div 0,32$ мкм, отклонение от прямолинейности не более 0,04 мм на 100 мм длины. Одним комплектом накатных роликов можно обработать $3000 \div 30$ 000 заготовок. В зависимости от

длины шлицев производительность при холодном накатывании примерно в 10 раз выше, чем при фрезеровании шлицев. Термически обработанные шлицевые валы, а также валы, центрируемые по внутреннему диаметру, после чернового нарезания поверхности шлицев подвергают чистовой обработке — шлифованию.

При центрировании шлицевых поверхностей по наружному диаметру шлифуют только наружную цилиндрическую поверхность на универсальных круглошлифовальных станках (рис. 7, а) [4]. Впадины и боковые поверхности шлицев не шлифуют. Заготовку устанавливают в центрах и в поводковом патроне. На качество обрабатываемой поверхности при таком способе установки существенно влияют расположение и форма центровых отверстий в заготовке и состояние центров станка. Опорная коническая поверхность центровых отверстий должна наиболее точно соответствовать форме конуса центров станка. При некруглой форме центровых отверстий или неправильном угле конуса центра обрабатываемая деталь не имеет достаточной опоры и смещается при шлифовании, копируя погрешность центровых гнезд. Обработку осуществляют шлифовальными кругами прямого профиля на керамической или бакелитовой связке. Характеристика круга: твердость — СМ1, СМ2; структура — 3÷4; зернистость абразива 16÷40. Режим обработки: глубина резания — $0.01 \div 0.05$ мм; скорость резания — 30÷35 м/с; круговая подача заготовки — 10÷30 м/мин; продольная подача заготовки — $(0,1\div0,25)$ В мм/об, где В — ширина круга. Достигаемая точность размеров соответствует квалитету 6, шероховатость поверхности — $Ra = 0.4 \div 0.8$ мкм.

При центрировании по внутреннему диаметру шлифуют поверхности впадин и боковые поверхности шлицев. Наиболее производительный способ — одновременное шлифование указанных поверхностей фасонным кругом (рис. 7, б). Основной недостаток способа — неравномерный износ шлифовального круга ввиду неодинаковой толщины снимаемого припуска с боковых сторон и впадины вала, вследствие чего необходима частая правка круга.

Для уменьшения неравномерности износа круга шлицы шлифуют за две операции: на первой — только впадины, на второй — только боковые поверхности (рис. 7, в). Для повышения стойкости круга после каждого двойного хода стола заготовку поворачивают и таким образом постепенно обрабатывают все впадины. Недостаток данного способа — низкая производительность. Высокую производительность обеспечивает шлифование комплектом из трех шлифовальных кругов, один из которых шлифует впадину, а два — боковые поверхности шлицев (рис. 7, г).

Способы шлифования, приведенные на рис. 7, осуществляют на универсальных плоскошлифо-

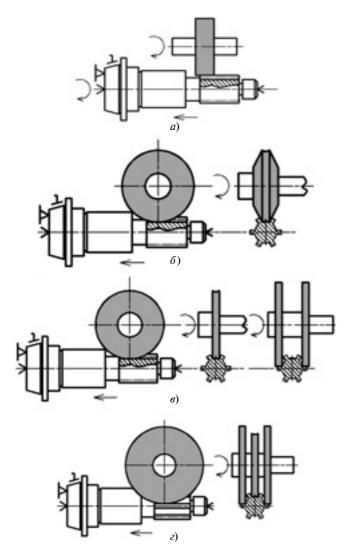


Рис. 7. Схемы шлифования шлицевых поверхностей: a — по наружному диаметру; δ — фасонным кругом; ϵ — за две операции; ϵ — комплектом кругов

вальных станках с прямоугольным столом. Заготовку базируют по центровым отверстиям или базовым фаскам в упорных центрах. Для поворота заготовки в процессе обработки применяют универсальные делительные головки УДГ-160, УДГ-200 и УДГ-400 (цифра означает высоту центра головки). Головки комплектуются задними бабками типа 5818 и самоцентрирующимися патронами типа 3274. Режим обработки: глубина резания — $0,015 \div 0,025$ мм; скорость резания — $30 \div 35$ м/с; продольная подача — $8 \div 12$ м/мин. Достигаемая точность размеров соответствует квалитету 6, шероховатость поверхности $Ra = 0,4 \div 0,8$ мкм.

Формообразование внутренних шлицевых поверхностей (отверстий)

При черновой обработке протягивание является основным способом получения шлицевых поверхностей в отверстиях втулок, зубчатых колес и других деталей в крупносерийном и массовом произ-

водстве. Отверстие и торец предварительно обрабатывают путем растачивания и подрезания, а затем выполняют протягивание шлицевой протяжкой на горизонтальных или вертикальных протяжных станках; протяжке сообщается только поступательное движение. Более высокую точность обработки обеспечивают станки вертикальной компоновки.

Протягивание шлицев в отверстиях большого диаметра выполняют шпоночной протяжкой, закрепленной в делительном приспособлении планшайбы протяжного станка. Делительный диск устройства имеет отверстия для фиксации углового положения протяжки, координаты которых выполнены с большой точностью. Для повышения точности нарезания шлицев в отверстии выполняют операцию окончательного протягивания шлицевой протяжкой после чернового нарезания шлицев шпоночной протяжкой.

Долбление фасонным резцом применяют при обработке шлицевых отверстий в единичном про- изводстве, а также отверстий большого диаметра. Обработку осуществляют на долбежных станках, оснащенных делительными устройствами для периодического поворота детали на один угловой шаг зубьев. Фасонный резец при долблении совершает возвратно-поступательное движение вдоль оси отверстия детали, отвод резца от обработанной поверхности осуществляется при холостом ходе вверх, что позволяет устранить трение и уменьшить износ по задней поверхности резца и тем самым повысить его стойкость. Столу станка с деталью сообщается движение, необходимое для врезания на требуемую глубину.

На зубодолбежных станках шлицевые поверхности эвольвентного и прямобочного профилей формируются обкатыванием; режущий инструмент — специальный шлицевый долбяк. Способ применяется в крупносерийном и массовом производстве при изготовлении шлицевых отверстий во втулках с переменным диаметром, где невозможно применить протягивание.

Чистовую обработку шлицевых отверстий выполняют после термической обработки, которая накладывает определенные требования к качеству изготовления. Чистовое протягивание обеспечивает точность обработанного отверстия, соответствующую квалитетам 7 и δ , шероховатость поверхности $Ra=0,63\div1,25$ мкм. При чистовом протягивании способы формообразования те же, что и при черновом. В крупносерийном и массовом производстве в качестве режущего инструмента используют протяжки из твердых сплавов BK6M и BK10M с твердостью шлицев более 45 HRC и из быстрорежущих сталей P9K10 и $P14\Phi4$ при твердости шлицев менее 45 HRC.

Дорнование применяют для окончательной обработки шлицевых отверстий после термической

обработки. Специальный дорн проталкивают сквозь шлицевое отверстие с натягом как по наружному диаметру, так и по боковой поверхности впадин. В результате пластического деформирования увеличивается наружный диаметр шлицевого отверстие и ширина впадины, одновременно упрочняется поверхностный слой металла и повышается его твердость. В результате достигается точность размеров, соответствующая квалитетам 7 и 8, исправляется форма профиля шлицев, шероховатость поверхности достигает $Ra = 1,25 \div 2,5$ мкм.

Шлифование [1] боковых поверхностей впадин шлицев и поверхности центрирующего наружного диаметра осуществляют шлифовальным кругом небольшого диаметра, закрепленным в шпинделе специальной шлифовальной головки. Головку устанавливают на плоскошлицешлифовальный или специальный станок с делительным механизмом. Обработка шлицевых отверстий средних размеров по такой схеме трудоемка и потому применяется только в мелкосерийном производстве. Снизить трудоемкость можно созданием специальных станков, оснащенных головками для одновременного шлифования двух противоположных впадин с автоматическим контролем размеров. В этом случае обработку можно будет применить в крупносерийном и массовом производстве.

При центрировании по внутреннему диаметру его термически обработанная поверхность шлифуется на внутришлифовальном станке. При этом способе чистовой обработки возникает недопустимое отклонение расположения внутренней центрирующей поверхности относительно боковых поверхностей впадин, что может затруднить сборку шлицевого соединения. Кроме того, несовпадение оси шлифованного отверстия с осью начальной окружности зубчатого колеса вызовет перекос зацепления и, как следствие, неравномерный износ зубьев. Поэтому чистовая обработка имеет ограниченное применение.

Хонингование шлицевых отверстий повышает производительность чистовой обработки в 2÷4 раза по сравнению со шлифованием. Хонингование отверстий осуществляется на вертикальных станках по схеме "вращающийся инструмент-неподвижная деталь", на горизонтальных станках — с вращающимся инструментом или с одновременно вращающимися головкой и обрабатываемой деталью. Более универсальны схемы, при которых возвратнопоступательное движение сообщается хонинговальной головке. Однако при хонинговании коротких деталей им сообщается возвратно-поступательное движение, хону — вращательное, а хонинговальной головке и брускам — поступательное. Совокупность этих движений обеспечивает снятие требуемого припуска и точность формы шлицевого отверстия.

Ввиду прерывистости обрабатываемой поверхности применяют широкие абразивные или алмазные бруски, каждый из которых перекрывает два шлицевых выступа. Производительность, точность и качество хонингования поверхности зависят от величины припуска на обработку, который составляет 0,08÷0,15 мм на диаметр. При объемной закалке деталей, например зубчатых колес из цементуемых сталей (18ХГТ, 18ХНЗА, 25ХГТ и др.), припуск на диаметр отверстия может составлять $0.5 \div 0.7$ мм. Поэтому для получения стабильного и приемлемого припуска на обработку при хонинговании закалку зубчатых колес осуществляют на гладких оправках, диаметр которых подбирают опытным путем. Разброс размеров отверстия после термообработки в этом случае уменьшается в несколько раз, что позволяет получить гарантированный припуск на обработку в пределах рекомендуемых значений.

Вибрационное алмазное хонингование применяют при обработке наружной центрирующей поверхности шлицевых отверстий. Хон в виде шлицевого вала вводят в отверстие детали, разводят бруски до контакта с обрабатываемой поверхностью, нагружают заданным усилием и сообщают детали возвратно-поступательное движение вдоль оси хона. Ширина брусков хона меньше ширины впадины на 1÷1,5 мм, длина превышает длину отверстия в 2÷2,5 раза. С целью интенсификации съема металла хону сообщают дополнительное угловое колебательное движение с частотой 10 Гц. Для обеспечения равномерного износа брусков и повышения точности и производительности обработки хон периодически выводят из обрабатываемого отверстия, поворачивают на угол, кратный угловому шагу шлицев, затем снова вводят в шлицевое отверстие и продолжают обработку. Это позволяет обрабатывать хоном с одним и тем же числом брусков шлицевые отверстия с числом впадин, равным или кратным числу брусков хона, например, хоном с числом брусков 4 можно обрабатывать отверстия с числом шлицев 4, 8 и 12.

Контроль качества изготовления

Все возникающие при обработке деталей шлицевых соединений погрешности, влияющие на их взаимозаменяемость и эксплуатационные качества, можно условно разделить на три группы [1]:

погрешности линейных размеров (внутренний и наружный диаметры шлицев, толщина шлицев вала или ширина впадины втулки, радиусы скруглений или фаски у шлицев);

погрешности формы отдельных элементов (отклонения от цилиндричности, круглости и прямолинейности внутренней и наружной цилиндрических поверхностей, от прямолинейности боковых поверхностей шлицев в продольном и поперечном направлениях);

погрешности взаимного расположения отдельных элементов (отклонения от параллельности боковых поверхностей шлицев или впадин относительно оси детали и концентричности наружного и внутреннего диаметров шлицев вала и впадин втулки, погрешности шага шлицев или впадин).

Причинами погрешностей являются ошибки при механической обработке и коробление деталей вследствие термической обработки. Так, погрешности шага шлицев или впадин обусловлены погрешностями кинематической цепи деления станка при фрезеровании или неточностью делительного устройства при обработке методом копирования. Отклонения от параллельности или прямолинейности являются следствием погрешности базирования или прогиба деталей. При термической обработке неравномерное нагревание (охлаждение) шлицев и сердцевины вала или втулки приводят к появлению погрешностей профиля шлицев [1].

Контроль комплексным калибром заключается в проверке взаимного расположения поверхностей шлицевого соединения в производственных условиях: вал проверяют комплексным шлицевым калибром-кольцом, отверстие — калибром-пробкой. Проходные комплексные калибры являются прототипом сопрягаемых деталей. Если калибр-кольцо

проходит, то вал считается годным: диаметр и толщина шлицев не выходят за установленный нижний предел, а диаметр и ширина впадин отверстия не выходят за установленный верхний предел.

Дифференцированный метод контроля линейных размеров, формы и расположения отдельных элементов применяют для прямобочных шлицев. Для контроля внутреннего диаметра втулки, наружного диаметра вала, толщины зубьев вала и ширины впадины втулки используют предельные калибры (пробки или скобы) или универсальные измерительные средства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Азаров В. А.** Формообразование шлицевых поверхностей: Учебно-метод. пос. М.: Изд-во РУДН, 1997. 46 с.
- 2. **Технология** машиностроения (специальная часть) / А. А. Губенко, Е. Р. Ковальчук, И. М. Колесов и др. М.: Машиностроение, 1986. 480 с.
- 3. **Технология** машиностроения: Кн. 2. Производство деталей машин. / Под ред. С. Л. Мурашкина. М.: Выс-шая школа, 2003. 295 с.
- 4. **Производство** деталей металлорежущих станков. / А. В. Мухин, О. В. Спиридонов, А. Г. Схиртладзе, Г. А. Харламов. М.: Машиностроение, 2003. 560 с.
- 5. **ГОСТ 1139—80.** Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные. Размеры, допуски и посадки. М.: Изд-во стандартов, 1980.

УДК 541.138:541.182.4/82

Д. В. ОНИЩЕНКО, канд. техн. наук (Дальневосточный федеральный университет, г. Владивосток), e-mail: Ondivl@mail.ru

Перспективные нанокомпозитные системы для анодных материалов литий-полимерных аккумуляторов

Созданы функциональные нанокомпозитные материалы из растительного сырья и наноразмерных химических элементов для анодных электродов литий-ионных полимерных аккумуляторов.

Ключевые слова: нанокомпозитный материал, растительное сырье, пиролиз, механосинтез, механоактивация, анодные электроды, литий-полимерные аккумуляторы.

Functional nanocomposite materials were produced from plant raw material and nano-sized chemical elements addressed to anodic electrode of lithium-ion polymeric accumulators

Keywords: nanocomposite material, plant raw material, pyrolysis, mechanical synthesis, mechanical activation, anodic electrodes, lithium polymeric accumulators.

Технологии энергосбережения обусловливают создание эффективных и доступных источников. Для современных электронных приборов и устройств такими источниками являются литий-поли-

мерные аккумуляторы (ЛПА), при создании которых особое значение уделяется анодным композитным материалам с высокими циклируемостью и емкостью относительно интеркаляции лития [1—8]. Важным при разработке энергосберегающих технологий является расширение сырьевой базы.

В качестве анодных матриц для ЛПА используют различные углеродные материалы: графит, кокс, твердый углерод, пиролитический углерод, нанотрубки и фуллерены, а также различные композиционные материалы. Традиционно для получения анодных матриц используют углеводородное сырье, природные запасы которого истощаются, что приводит к повышению его стоимости. Кроме того, во многих странах углеводородные ресурсы дефицитны, а технологии их добычи и переработки наносят вред окружающей среде, поэтому повышается интерес к технологиям получения анодных матриц из растительного сырья, в частности из крупнотоннажных отходов сельскохозяйственных

культур, которые отличаются низкой себестоимостью, экологичностью и относятся к возобновляемым биомассам.

Широкие исследования ведутся по синтезу новых анодных материалов с высокими емкостными характеристиками и циклируемостью. Уделяется внимание и модификации известных материалов путем перехода от синтеза и применения ультраразмерных структур к использованию наноструктурированных композитных материалов. Однако получение анодных композитных систем механоактивацией и модификацией исходных компонентов сдерживающей матрицы и активной фазы не получило промышленного применения ни в России, ни за рубежом. Исследования в данной области позволят расширить использование анодных углеродных матриц с наноструктурированными материалами.

В связи с этим важным направлением являлась разработка энергоэффективных анодных композитных систем: углерод—металл, углерод—неметалл с использованием модификаций углерода из растительного сырья и наноструктурированных наполнителей.

Эксперимент

Углеродные модификации (сдерживающие матрицы) и наноразмерные наполнители получали по запатентованной энергосберегающей технологии [9—15]. Для получения модификаций углерода использовали различные виды растительного сырья: тростниковый сахар, побеги тернистого бамбука, различные отходы сельскохозяйственных культур [11—13, 16]. Получение наноразмерных элементов (наполнителей): W, Ni, Cu, Al, Fe, Si, — и последующее формирование из них двух нанокомпозитных систем (индекс указывает содержание химического элемента по массе): 1) $C_{60} + W_{16} + Ni_{15} + Cu_4 + Al_1 + Fe_1 + Si_3$; 2) $C_{80} + Al_9 + Fe_{11}$, — осуществляли по методикам, описанным в работах [2, 11—15].

Наноразмерные порошки из W, Mo, Ni, Cu, Al, Fe, Si синтезировали механохимическим восстановлением магнием соответственно оксидов WO₃, MoO₃, NiO, CuO, Al₂O₃, Fe₂O₃, SiO₂. Восстановление осуществляли на энергонапряженной вибромельнице ДВГТУ [2, 7, 15]. Использовали магний МГ-90 в виде мелкой стружки. В вибромельнице в качестве размалывающих тел использовали шары из стали ШХ15 диаметром 14 мм. Механореактор вибромельницы представляет собой герметический стальной контейнер с внутренним диаметром 50 мм высотой 125 мм с отверстием для подвода газа. Количество компонентов рассчитывали с учетом стехиометрии химических реакций восстановления оксидов магнием, которые осуществлялись в режиме: частота колебаний механореактора — 12 Гц; амплитуда — 90 мм; среда — аргон; отношение массы исходных материалов к массе размалывающих шаров 1:20; заполнение механореактора шарами — 30% от его объема; масса шаров — 480 г; продолжительность синтеза от 20 до 27 мин в зависимости от восстанавливаемого оксида.

Порошки во избежание окисления извлекали из реактора в боксе АС₃ (биологическая безопасность третьего класса) и помещали в стеклянные колбы, затем небольшими порциями добавляли раствор НСІ для удаления остатков магния и других примесей. Смеси порошков отстаивали до полного осаждения, раствор удаляли с помощью специального откачивающего устройства и несколько раз промывали дистиллированной водой и ацетоном. Полученный продукт в виде густой пасты сушили в вакуумной сушилке, которой оборудован бокс, до полного удаления ацетона. Высушенные порошки в ультразвуковой ванне, находящейся в боксе, разбивали ультразвуком для предотвращения конгломерации частиц. Полученные порошки расфасовывали в герметичные стеклянные боксы.

Нанокомпозитные системы формировали на энергонапряженной вибромельнице ДВГТУ путем механоактивации [2, 9—12, 15] в течение 7 мин, используя в качестве защитной среды аргон. Для механоактивации использовали размольные шары из сплава ВК-8 диаметром 10 мм.

Исслелование

Фазовый состав полученных модификаций углерода и наноразмерных наполнителей определяли рентгенофазовым анализом на дифрактометре D8 ADVANCE (Германия) в медном Кα-излучении. Идентификация соединений, входящих в состав исследуемых образцов, осуществлялась в автоматическом режиме поиска EVA с использованием банка данных PDF-2. Структуру поверхности, формы и размеры частиц исследовали с помощью электронно-сканирующего микроскопа EVO-50XVP фирмы Carl Zeiss (Германия). Для исследования строения наноразмерных наполнителей использовали атомно-силовой микроскоп SOLVER-PRO (Россия). Распределение размеров частиц, гранулометрический и элементный состав устанавливали с помощью лазерного анализатора частиц Анализетте-22 фирмы Fritsch (Германия). Удельную поверхность устанавливали по термодесорбции азота на анализаторе Сорбтометр-М (Россия).

Содержание и распределение химических элементов в нанокомпозитных системах определяли методом полуколичественного эмиссионного спектрального анализа на спектрографе PGS-2 и рентгеновским энергодисперсионным микроанализом с помощью электронно-сканирующего микроскопа EVO-50XVP фирмы Carl Zeiss, совмещенного с рентгеновским энергодисперсионным спектрометром INCA Energy-360 (Великобритания).

Плазменным атомно-абсорбционным анализом устанавливали содержание примесей с помощью прибора AA-780 Nippon Jharrell Ash (Япония). Электрохимическое исследование композитных материалов проводили на комплексной электрохимической установке Cell Test System 1470 (Великобритания).

Результаты исследований и их анализ

Методами электронно-сканирующей и атомносиловой микроскопии и лазерного анализа частиц установлено, что полученные композитные системы состоят из углеродной (сдерживающей) ультраразмерной матрицы с распределенными наноразмерными частицами. Углеродные матрицы обеих композитных систем представлены преимущественно (90 %) частицами сферических и осколочных форм размером от 0,2 до 15 мкм и отдельными агломератами до 32 мкм (рис. 1, 2).

Синтезированные и введенные в сдерживающую матрицу наполнители размерами $30 \div 250$ нм имели преимущественно кристаллическую форму: частицы кремния и вольфрама — глобулярную и округлую, наблюдались частицы хлопьевидной и осколочной формы, а также кубической размерами $50 \div 150$ нм. Частицы других химических элементов представлены округлой формой размерами $50 \div 200$ нм.

Сформированные композитные системы имеют развитую поверхность ($S_{\rm yg} \approx 700 \div 1000~{\rm m}^2/{\rm r}$) и обладают повышенной химической и структурной активностью, что связано с большим числом нескомпенсированных связей различной природы и приводит к резкому изменению физико-химических свойств частиц в наноразмерном состоянии по сравнению с грубодисперсными порошками. Высокоразвитая поверхность частиц, а следова-

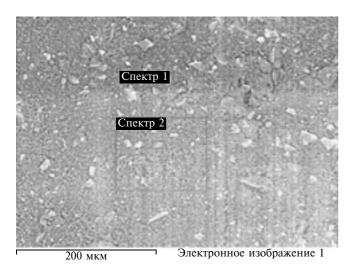


Рис. 1. Микроструктура поверхности функционального нанокомпозита $C_{60}+W_{16}+Ni_{15}+Cu_4+Al_1+Fe_1+Si_3$

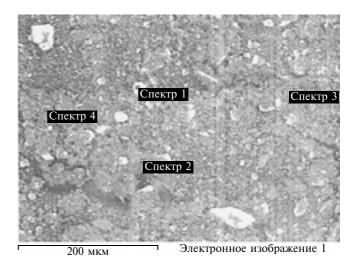


Рис. 2. Микроструктура поверхности функционального нанокомпозита C_{80} + Al_9 + Fe_{11}

тельно, и избыточная поверхностная энергия приводят к активному насыщению композитов газами из окружающей среды на стадии синтеза, особенно при взаимодействии с воздухом. Это происходит даже при работе в сухом боксе и использовании герметической упаковки. Для подавления поверхностной активности и создания пассиваторной защиты разработан специальный режим механоактивации в среде аргона для предотвращения дальнейшего окисления композита [17].

Все наполнители композитных систем имеют нанокристаллическую структуру с включением примесей Zn, Na, Cl, K, P. При этом наноразмерные порошки кремния и вольфрама имеют нанокристаллическую структуру с незначительным содержанием аморфных фаз, что, вероятно, связано с особенностью получения данных элементов. Лазерный анализ показал высокую чистоту наполнителей. Такие элементы, как кремний и вольфрам, превосходят технические марки по чистоте содержания.

Наличие примесей в композитных системах обусловлено технологией их формирования. Такие металлы, как железо, хром и вольфрам, могли попасть в шихту в результате изнашивания материала реактора и размольных шаров. Экспериментально установлено, что размольные шары из стали ШХ15 и твердого сплава ВК-8 дополнительно модифицируют композитный материал микрочастицами железа, вольфрама и хрома. Каждое растительное сырье имеет свой химический состав. В процессе получения углеродной матрицы формируется композиционный материал, содержащий ценный комплекс допантов [15, 16, 18].

Установлено, что наноразмерные наполнители равномерно распределены по всему объему сдерживающей углеродной матрицы, причем каждый

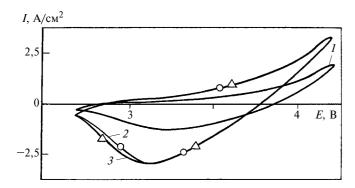


Рис. 3. Вольтамперные характеристики глобулярного графита (1) и ЛПА с экспериментальными анодными нанокомпозитами $C_{60}+W_{16}+Ni_{15}+Cu_4+Al_1+Fe_1+Si_3$ (2) и $C_{80}+Al_9+Fe_{11}$ (3)

из наполнителей представлен в виде сгруппированных ансамблей наночастиц различных форм. Микроанализ подтвердил содержание химических элементов, введенных в углеродную матрицу при формировании нанокомпозитной системы, а также обнаружены такие химические элементы, как натрий, калий, хлор и титан ($\approx 0.05~\%$ по массе), которые, в свою очередь, могут положительно влиять на электрохимические свойства композитных систем.

По результатам электрохимических испытаний следует отметить, что электропроводность композитных систем зависит от многих факторов. По мнению ряда исследователей, перенос заряда осуществляется по цепочкам, обрадованным частицами наполнителя, имеющими непосредственный контакт. Другие считают [19, 20], что проводимость реализуется главным образом в результате переноса электронов через зазоры между частицами. Авторы настоящей статьи придерживаются первой версии.

Полученные нанокомпозитные системы использовали в качестве анодного материала для ЛПА. На заводе TSE были собраны две партии ЛПА (по 35 шт. в партии) двух типоразмеров: TP035083 — $3 \times 50 \times 83$ мм и TP056847 — $5 \times 68 \times 47$ мм с номинальным напряжением 3,7 В. В качестве катодного материала использовали литированный оксид кобальта LiCoO₂, в качестве электролита — твердый полимерный электролит. Сепаратор разработан и произведен компанией TSE.

Проведены электрохимические испытания ЛПА и получены вольтамперные характеристики (рис. 3), анализ которых показал, что полученные нанокомпозитные системы по электрохимическим свойствам близки такому известному анодному материалу, как глобулярный графит. Однако для повышения циклирования ЛПА необходимо совершенствовать структуру обеих нанокомпозитных систем, так как наличие металлов в углеродной матрице негативно влияет на механическую стабильность анодных

электродов: они разрушаются после 400 циклов зарядки-разрядки. Полученные нанокомпозитные системы увеличили емкость ЛПА на 9÷10 %: емкости ЛПА с традиционными анодными электродами (ТР035083 и ТР056847) составили соответственно 1200 и 1400 мА·ч, а с электродами из полученных нанокомпозитных систем (ТР056847-1 и ТР033083-2) — 1315 и 1550 мА·ч. Кроме того, полученные нанокомпозитные системы отличаются высокими технологическими свойствами: хорошими совместимостью с некоторыми органическими растворителями и растворимостью при создании анодной суспензии.

В настоящее время ведутся исследования по использованию полученных нанокомпозитов для получения тугоплавких соединений с высокими эксплуатационными характеристиками и их применению в качестве сорбентов и катализаторов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Упрочнение** металлических, полимерных и эластомерных материалов ультрадисперными порошками плазмохимического синтеза. Т. 14. Низкотемпературная плазма / М. Ф. Жуков, И. Н. Черский, А. Н. Черепанов и др. Новосибирск: Сибирская издательская фирма РАН "Наука", 1999. 312 с.
- 2. **Попович А. А.** Механохимический синтез тугоплавких соединений: Монография. Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2003. 201 с.
- 3. **Churikov A. V., Nimon E. S., L'vov A. L.** // Electrochim. Acta, 1997. V. 4. 179 p.
- 4. **Кедринский И. А., Яковлев В. Г.** Литий-ионные аккумуляторы. Красноярск: Платина, 2002. С. 150—278.
 - 5. www.nanometer.ru
- 6. www.ippuls, www.tech-shop.ru, www.pencomputing.com, www.extremetech.com, www.mobilenews.ru, www.glazok.ru, www.probuem.ru
- 7. **Получение** нанодисперсного кремния для создания анодных композиционных матриц системы: Углерод—кремний / А. А. Попович, П. А. Никифоров, Д. В. Онищенко и др. // Химическая технология. Т. 8. 2007. № 11. С. 481—484.
- 8. Электроды из нанокомпозита кремнеуглеродная матрица—нанофаза титана / Ю. В. Плесков, М. Д. Кротова, М. Л. Шупегин и др. // Электрохимия. Т. 42. 2006. № 8. С. 1002-1006.
- 9. Пат. на полезную мод. 67777 Рос. Федерации. Устройство для изготовления анодного материала.
- 10. Пат. на полезную мод. 72358 Рос. Федерации. Устройство для изготовления анодного материала.
- 11. Пат. 2327255 Рос. Федерации. Способ получения анодного материала.
- 12. Пат. 2340042 Рос. Федерации. Способ получения анодного материала.
- 13. Онищенко Д. В., Попович А. А. Технология получения углеродных порошков для создания анодных материалов литий-ионных (полимерных) аккумуляторов // Изв. вузов. Порошковая металлургия и функциональные покрытия. 2008. № 2. С. 9—11.

Серия статей

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

УДК 621.983.3:658.512.011.56.004

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

Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Часть 1. Одноугловая гибка

Представлены аналитические зависимости для расчета напряженно-деформированного состояния заготовки при одноугловой гибке и методология моделирования данного процесса в системе Marc.

Ключевые слова: одноугловая гибка, заготовка, напряженно-деформированное состояние, моделирование, система Marc.

Analytic laws for computing stress and strain state of stock material at three-point bending and simulation of this process methodology in Marc system were presented.

Keywords: three-point bending, stock material, stress and strain state, simulation, Marc system.

Данная статья открывает серию статей по методологии компьютерного моделирования в системах CAD/CAE (Computer-Aided Design/Computer-Aided Engineering) обработки материалов в машиностроении на примерах моделирования технологических процессов обработки материалов давлением (ОМД) в системе Магс корпорации MSC. Software (США). Перед моделированием каждого нового процесса ОМД будут представлены теоретические исследования и аналитические инженерные решения упругой и пластической задач по расчету напряженно-деформированного состояния (НДС) материала для раскрытия механизма его упругого и пластического деформирования. Далее будут изложены более точные численные решения на основе метода

конечных элементов (МКЭ) упругой и упругопластической задач и выполнены математическое моделирование и расчет важных для практического применения параметров обработки материала в системе Магс. Начнем с самого распространенного способа ОМД — одноугловой гибки.

Теория гибки на основе аналитического решения упругой задачи

Форму и размеры заготовки для заданной детали определяем по известным формулам из справочников по штамповке. Далее для анализа возможности гибки без разрушения заготовки применяем общую методику моделирования технологического процесса: 1) проектируем расчетную модель; 2) весь процесс обработки заготовки разбиваем на большое число элементарных этапов; 3) задаем малое приращение перемещения инструмента на первом этапе; 4) рассчитываем НДС заготовки и инструмента; 5) исследуем вероятность разрушения заготовки и инструмента, при установлении такой опасности вносим изменения в процесс и возвращаемся к п. 3; 6) задаем следующее приращение перемещения инструмента на следующем этапе обработки и повторяем пп. 4 и 5; 7) по окончании обработки определяем рациональные параметры технологического процесса для выбора оборудования и проектирования оснастки.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 63)

- 14. **Получение** нанодисперсного кремния для создания анодных композиционных матриц системы: углерод—кремний / А. А. Попович, П. А. Никифоров, Д. В. Онищенко и др. // Химическая технология. Т. 8. 2007. № 11. С. 481—484.
- 15. **Онищенко Д. В., Бойко Ю. Н., Попович А. А.** Технология формирования анодных нанокомпозитных систем из возобновляемого растительного сырья и нанодисперсных элементов для циклируемых источников тока // Вопросы материаловедения. 2010. № 3(63). С. 86—95.
- 16. **Получение** анодных матриц из возобновляемого растительного сырья отходов сельскохозяйственных культур / Д. В. Онищенко, А. К. Цветников, А. А. Попо-

- вич, В. Г. Курявый // Журнал прикладной химии. 2008. Т. 81. № 5. С. 1050—1052.
- 17. **Ивков А. Г.** Разработка и аттестация методик аналитического контроля на предприятии // Метрологическое обеспечение аналитического контроля на предприятиях основной химической промышленности. Черкасск: Черкасское отделение НИИТЭХИМа, 1987.
- 18. **Бок Р.** Методы разложения в аналитической химии. М.: Химия, 1984. С. 131—133.
- 19. **Докадкин Б. А., Печковская К. А.** Тр. III Всесоюз. конф. по коллоидной химии. М.: Изд-во АН СССР. 1956. С. 371—373.
- 20. Van Beek L. K., Van Pul B. J. F. // Carbon. 1964. V. 2. N 2. P. 121—126.

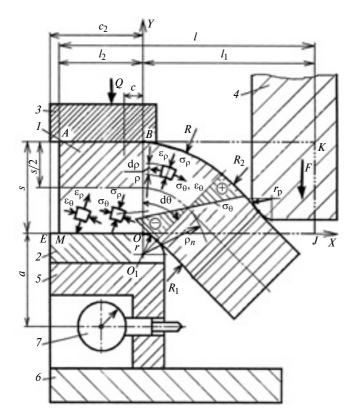


Рис. 1. Положение заготовки при гибке: I — заготовка; 2 — матрица; 3 — прижим; 4 — пуансон; 5 — плита для индикатора; 6 — нижняя плита; 7 — индикатор

На начальных этапах обработки заготовка деформируется упруго, далее отдельные элементы заготовки начинают подвергаться пластическому деформированию. Поэтому сначала будем решать упругую, а затем пластическую задачи. Упругая задача для обработки заготовки с поперечным сечением AKJM (рис. 1) имеет следующее аналитическое решение в полярных координатах ρ , θ , которое в дальнейшем будет использовано для сравнения с численным решением и на практике.

После гибки заготовки по кромке матрицы радиусом r на угол $d\theta$ длина заготовки по текущему радиусу ρ составит $l=\rho d\theta$. Длину заготовки по срединной линии радиусом (r+s/2), которая также является и нейтральной линией деформаций, находим по формуле $l_0=(r+s/2)d\theta$. Относительное удлинение рассматриваемого слоя заготовки

 $\delta_{\theta} = rac{l-l_0}{l_0} = rac{
ho-(r+s/2)}{r+s/2}$. По закону упругости тан-

генциальное (окружное) напряжение в изогнутой части заготовки $\sigma_{\theta} = E\delta_{\theta} = E\frac{\rho - (r+s/2)}{r+s/2}$.

Для наружной стороны заготовки длиной $l = (r+s) d\theta$ при $\rho = r+s$ получим: 1) растягивающее напряжение будет иметь максимальное значение: $\sigma'_{\theta \, \text{max}} = E \frac{s/2}{r+s/2}$; 2) имеет место начало перехода

элементов по толщине заготовки в пластическое состояние; 3) удлинение составляет $\Delta l = l - l_0 = (s/2) d\theta$.

По закону упругости
$$\sigma_{\theta} = E \frac{\Delta l_{\rm ob}}{l_{0 \rm ob}}$$
 , где $\Delta l_{\rm ob}$ — аб-

солютное удлинение при испытании на растяжение образца с начальной расчетной длиной l_{006} . Если длина изгибаемой части заготовки по срединной линии, которая составляет $(r+s/2)\alpha$, близка к длине образца с начальной расчетной длиной l_{006} при испытании на растяжение, то в уравнение упругости вместо Δl_{06} можно подставить абсолютное удлинение Δl верхней стороны заготовки при гибке.

Получим:
$$\sigma_0=E\frac{(s/2)\mathrm{d}\theta}{l_{000}}$$
 , тогда $\mathrm{d}\theta=\frac{\sigma_\theta}{E}\frac{l_{000}}{(s/2)}$.

По мере изгиба заготовки на всех этапах в зоне изгиба в каждом элементе необходимо рассчитывать обобщенное напряжение σ_i , которое в наружном слое равно растягивающему напряжению σ_{θ} . Как только в каком-то элементе σ_i достигнет предела текучести $\sigma_{\rm T}$ (или $\sigma_{0,2}$), данный элемент считаем перешедшим в пластическое состояние. Подставив $\sigma_{\theta} = \sigma_{0,2}$, получим формулу для расчета угла изгиба, при котором в наружном слое заготовки начинается или пластическая деформация (в пластичных металлах), или разрушение (в хрупких металлах):

$$d\theta_{pl} = \frac{\sigma_{0,2}}{E} \frac{l_{000}}{(s/2)}.$$
 (1)

Например, обрабатывается заготовка длиной $l_{006}=110$ мм и толщиной s=1 мм из низкоуглеродистой стали 08Ю ОСВ (ГОСТ 9045—93), предел текучести материала $\sigma_{0,2}=190$ Н/мм², модуль упругости E=210 000 Н/мм². По формуле (1) находим $\mathrm{d}\theta_{\mathrm{p}l}=0,199,$ что соответствует 11° , т. е. при изгибе на 11° в наружном слое заготовки в некоторых элементах начнется пластическая деформация. При переходе в зоне гибки по толщине заготовки всех элементов в пластическое состояние решается следующая задача.

Теория гибки на основе аналитического решения пластической задачи

Решив совместно уравнения равновесия $\frac{\mathrm{d}\sigma_{\rho}}{\mathrm{d}\rho}+\frac{\sigma_{\rho}-\sigma_{\theta}}{\rho}=0$ и пластичности $\sigma_{\rho}-\sigma_{\theta}=\pm\sigma_{s}$ для зон растяжения и сжатия по толщине заготовки при использовании для определения постоянного интегрирования граничных условий, по которым для зоны растяжения на наружной поверхности заготовки при $\rho=R=r+s$ (рис. 2) и для зоны сжатия на внутренней поверхности заготовки при $\rho=r$ радиальное напряжение $\sigma_{\rho}=0$, получим распределение напряжений σ_{ρ} и σ_{θ} по толщине заготовки:

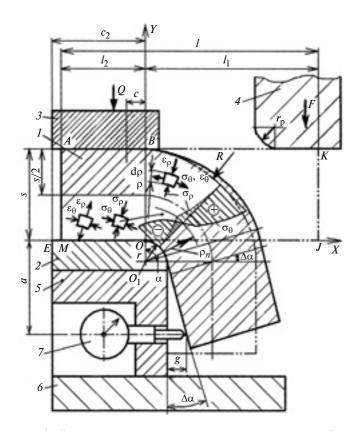


Рис. 2. Схема пружинения заготовки на угол $\Delta\alpha$ после гибки

в зоне растяжения:

$$\sigma_{\rho} = -\sigma_{s} \ln \frac{R}{\rho}, \quad \sigma_{\theta} = \sigma_{s} \left(1 - \ln \frac{R}{\rho} \right);$$

в зоне сжатия:

$$\sigma_{\rho} = -\sigma_{s} \ln \frac{\rho}{r}, \quad \sigma_{\theta} = -\sigma_{s} \left(1 + \ln \frac{\rho}{r}\right).$$

После гибки вследствие пружинения под действием упругих деформаций, которые сопровождают пластические деформации, геометрия изготовленной детали искажается и снижается точность. В зоне изгиба, т. е. в очаге деформации, наружный слой заготовки, испытывающий при гибке растяжение с напряжением текучести σ_s , после разгрузки испытывает сжатие, при этом имеет место напряжение текучести той же величины, но противоположного знака ($-\sigma_s$). При разгрузке по закону упругости $\sigma = E\varepsilon = E\Delta l/l$ наружный слой заготовки укорачивается на величину $\Delta l = \sigma l/E$. И длина наружного слоя заготовки составит $l = (r + s)\alpha + c$, где $(r + s)\alpha$ — длина дуги окружности с углом гибки α ; c — длина прилегающего участка, на который распространяются растягивающие напряжения при гибке и сжимающие напряжения при разгрузке (для данного случая c = 0). Следовательно, $\Delta l = \sigma_s[(r + s)\alpha + c]/E$ и $tg\Delta\alpha = 2\Delta l/s$. Получена формула угла пружинения:

$$\Delta \alpha = K \operatorname{arctg} \{ (2\sigma_s / E) [(r/s + 1)\alpha + c/s] \}. \tag{2}$$

Напряжение текучести рассчитываем с учетом упрочнения по формуле $\sigma_s = \sigma_{\rm T} + \sigma_{\rm B}(1+\delta_{\rm p}) \varepsilon_i^n$ [1]. Показатель n степени упрочения определяем из условия, что при испытании на растяжение в момент начала образования шейки на образце $\sigma_s = \sigma_{\rm B, \Phi} = \sigma_{\rm B}(1+\delta_{\rm p}),\ \varepsilon_i = \ln(1+\delta_{\rm p}).$ Логарифмированием получим:

$$n = \ln\{1 - \sigma_{\rm T}/[\sigma_{\rm B}(1 + \delta_{\rm p})]\}/\ln[\ln(1 + \delta_{\rm p})].$$
 (3)

Обобщенная деформация ε_i в наружном слое заготовки равна тангенциальной деформации [2] $\varepsilon_{\theta} = s/(2r + s)$. Модуль упругости E, фактический предел прочности $\sigma_{\text{в.ф}} = \sigma_{\text{в}} (1 + \delta_{\text{p}})$, предел прочности (временное сопротивление) $\sigma_{\rm B}$, предел текучести $\sigma_{\rm T}$ (или $\sigma_{0.2}$), относительное равномерное удлинение δ_{p} определяем по ГОСТ 11701—84 и ГОСТ 1497—84. Поправочный коэффициент K в формуле (2) учитывает принятые допущения и определяется как $K = \Delta \alpha_3 / \Delta \alpha_T$, где $\Delta \alpha_3$ — угол пружинения, полученный экспериментально или из справочной литературы для гибки; $\Delta\alpha_{\rm T}$ — теоретический угол пружинения, рассчитанный по формуле (2) при K = 1. При проектировании оснастки для изготовления детали рассчитывают угол пружинения по формуле (2), используя справочные значения коэффициента K, а если нет данных по $\Delta \alpha_{9}$, то принимают K=1.

Из условия, что в очаге деформации предельная деформация ϵ_{θ} наружного слоя заготовки соответ-

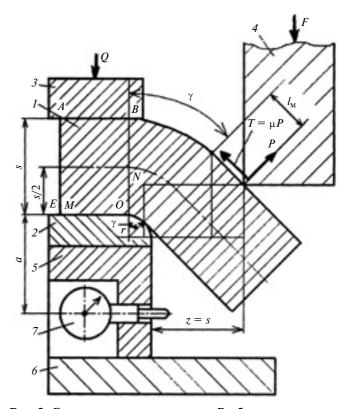


Рис. 3. Схема для определения силы F гибки

ствует δ_p , определяем относительный минимальный радиус изгиба заготовки:

$$\frac{r_{\min}}{s} = K \frac{1 - \delta_{\rm p}}{2\delta_{\rm p}}.$$
 (4)

Величина r_{\min}/s зависит от угла β наклона линии гибки, т. е. линии контакта инструмента с заготовкой, относительно направления прокатки заготовки. Поэтому в формулу (4) подставим $\delta_{\rm p}$ для образцов, вырезанных под углом (90° — β) к направлению прокатки. Если такая информация отсутствует, то подставляют имеющиеся данные с соответствующей корректировкой.

Силу F гибки (рис. 3) определяем по уравнению $F = P(\cos\gamma + \mu \sin\gamma)$, где $P = \sigma_s s^2 b/(4l_{\rm M})$ [2], $l_{\rm M} = (r+{\rm s})(1+{\rm sin}\gamma)/{\rm cos}\gamma$; b — ширина заготовки; μ — коэффициент трения инструмента по заготовке.

Работа деформации равна интегралу силы F по ходу h инструмента, от которого зависит увеличивающийся на каждом этапе угол γ изгиба.

Моделирование процесса одноугловой гибки в системе Marc

Данную методологию можно применять для математического моделирования операций таких видов обработки материалов, как ковка, штамповка (листовая, объемная, холодная, горячая), в том числе сверхпластичных заготовок.

Перед моделированием проектируют расчетную схему обработки в любом графическом редакторе САD и файл импортируют в систему Магс для моделирования или используют графические возможности системы, так как в системе объединены САD- и САЕ-программы. Проектирование схемы обработки состоит из нескольких этапов: проектирование схемы в виде образующих рабочих поверхностей инструментов, т. е. контактирующих с заготовкой частей оснастки или штампа, проектирование заготовки, разбивка заготовки на конечные элементы (КЭ), задание граничных и начальных условий, ввод механических свойств заготовки, задание хода перемещения инструмента и т. д.

Размеры заготовки (см. рис. 1): l=100 мм, $l_1=50$ мм, $l_2=50$ мм, s или $s_0=1,2$ мм, z=s=1,2 мм, r=6 мм, $\alpha=90^\circ$, b=100 мм. Для моделирования будем использовать ту же заготовку, что и при аналитическом анализе, из стали 08Ю ОСВ (ГОСТ 9045—93) с показателями: $\sigma_{0,2}=190$ H/мм², $\sigma_{\rm B}=305$ H/мм² и $\delta_{\rm p}=0,231$.

После проектирования в графическом редакторе системы получена расчетная схема, приведенная на рис. 4. Поперечное сечение заготовки по толщине в разбивают на $N_1 = 6$, а по длине l — на $N_2 = 500$ прямоугольных КЭ с четырьмя узлами для модели упругопластического НДС заготовки. В узлах КЭ задают граничные условия перемеще-



Рис. 4. Образующие поверхностей заготовки и инструмента в окне графического редактора системы

ний и напряжений, далее строится график перемещений инструмента и задаются контакты заготовки с каждым инструментом оснастки и коэффициенты трения для каждого контакта. Вводятся данные о свойствах заготовки. Вводим полученные ранее зависимости обобщенного напряжения от обобщенной деформации с учетом упрочнения заготовки в процессе обработки: $\sigma_s = \sigma_T + \sigma_B (1 + \delta_p) \epsilon_i^n$ в виде табличных данных:

 ε_i 0 0,002 0,004 0,008 0,015 0,027 0,07 0,1 0,14 0,231 0,5 σ_s 190 213 221 233 247 264 304 324 345 384 465

Результатом является диаграмма деформирования (рис. 5, см. обложку).

Далее задается перечень выходных параметров, которые система по выполнении проекта выводит на экран. Данные об обобщенном напряжении и отношении обобщенного напряжения к пределу текучести необходимы для исследований динамики перехода всех КЭ из упругого состояния в пластическое, выявления изменения очага деформации и вероятности разрушения заготовки при обработке. Обобщенная упругая деформация сравнивается с обобщенной пластической деформацией. Данные об обобщенной пластической деформации в каждом КЭ позволяют определить вероятность разрушения заготовки. Для каждого параметра задается числовой интервал, который разбивается на 10 уровней. При этом каждому уровню присваиваем определенный цвет.

В системе Магс предусмотрены различные режимы обработки данных и предоставления результатов моделирования, например анимационная форма поэтапных процессов обработки заготовки и ее разгрузки с учетом пружинения согласно расчетной модели. Получены диаграммы перехода КЭ в пластическое состояние на начальном (рис. 6, a, см. обложку), промежуточном (рис. 6, 6) и заключительном (рис. 6, 6) этапах обработки. Анализ полученных результатов показал, что на заключительных этапах очаг деформации уменьшается и разгружается. Система Магс позволяет определить остаточные напряжения в изготовленной детали после разгрузки.

В ОМД определение вероятности разрушения материала выполняют с учетом двух аспектов:

1. Разрушение в результате деформаций. На каждом этапе обработки во всех элементах очага деформации материала область точек в системе коор-

динат $\epsilon_1\epsilon_2$ должна располагаться ниже диаграммы предельных деформаций (ДПД) с определенным запасом пластичности. При заданной ϵ_2 принимаем ϵ_1 до ДПД за 100 %.

2. Разрушение в результате напряжений. Область точек в системе координат $\sigma_1\sigma_2$ должна располагаться ниже диаграммы предельных напряжений (ДПН) с определенным запасом пластичности. ДПН строят с помощью ДПД по уравнениям, связывающим напряжения и деформации. Так, ДПН соответствует предельному эллипсу пластичности: $\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_s^2$. Здесь $\sigma_s = \sigma_{\rm T} + \sigma_{\rm B}(1+\delta_{\rm p})\epsilon_i^n$, $\epsilon_i = \ln(1+\delta_{\rm p})$, n определяем по формуле (3).

При изгибе НДС наружного, не контактирующего с инструментом слоя заготовки, где имеет место наибольшее растягивающее напряжение, подобно НДС образца при испытании на растяжение по ГОСТ 11701—84. Если коэффициент анизотропии заготовки, вырезанной из материала под углом θ относительно направления прокатки и рассчитанный по формуле $a_{\theta} = (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)/(0.5\varepsilon_1)100$ [1], имеет небольшое значение, например <10 %, то анизотропия не учитывается. С учетом постоянства объема материала в формуле коэффициента a_{θ} используем деформацию по толщине заготовки: $\varepsilon_3 = -(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)$. Поэтому анализ вероятности разрушения заготовки выполняем с учетом двух аспектов:

- 1. В результате деформаций. В каждом КЭ обобщенная деформация ε_i должна быть меньше равномерного удлинения $\varepsilon_p = \ln(1+\delta_p)$ с запасом пластичности по деформациям P_d .
- 2. В результате напряжений. В каждом КЭ обобщенное напряжение $\sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2}$ должно быть меньше фактического предела прочности $\sigma_{\rm B}(1+\delta_{\rm p})$ с запасом пластичности по напряжениям $P_{\rm S}$.

Анализ изменения очага деформации в процессе обработки показал, что обобщенное напряжение $\sigma_i/\sigma_{0,2}$ по толщине заготовки никогда не превышает предельного значения $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_{\text{B}}(1+\delta_{\text{p}})/\sigma_{0,2}$, запас по напряжению составил $P_s = 20$ %. Следовательно, при заданных параметрах обработки разрушения исключены. Моделируя процессы обработки для ряда матриц с меньшими радиусами, можно определить минимальный радиус гибки, т. е. дальнейшее уменьшение радиуса матрицы при прочих равных условиях приведет к образованию трещин на наружной поверхности заготовки.

Исследовали накопление каждым КЭ обобщенной пластической деформации на начальном (рис. 7, a, см. обложку), промежуточном (рис. 7, δ) и заключительном этапах обработки, а также после разгрузки и пружинения детали (рис. 7, δ). Анализ

показал, что сначала пластические деформации накапливают КЭ наружного слоя заготовки, где имеет место наибольшее окружное растягивающее напряжение, т. е. наибольшие обобщенное напряжение и обобщенная деформация. Кроме того, пластические деформации накапливают КЭ во внутреннем прилегающем к матрице слое, в котором имеют место наибольшее окружное сжимающее напряжение, а также наибольшие обобщенное напряжение и обобщенная деформация. Вблизи срединной линии находится слой с нейтральной деформацией, который в процессе нестационарного деформирования смещается к матрице. Чем меньше радиус кромки матрицы, тем больше смещение. В данном слое на заключительном этапе КЭ накапливают значительно меньше пластических деформаций. При дальнейшей обработке в зоне гибки увеличивается действие радиального (из центра скругления матрицы) сжимающего напряжения в результате взаимодействия (сдавливания) слоев по толщине заготовки. Здесь КЭ даже вблизи срединной линии накапливают пластические деформации, вследствие чего деформация распространяется по всей толщине заготовки.

В наружных и внутренних слоях в очаге деформации цвет КЭ изменяется от светло-синего до темно-синего. Это указывает на то, что в этих КЭ накапливается пластическая деформация, а напряжение текучести значительно больше предела текучести в результате упрочнения. На последующих этапах гибки число КЭ с накопленными пластическими деформациями увеличивается в окружном направлении по мере охвата матрицы заготовкой. В верхней части расчетной модели КЭ, участвующие в гибке по матрице, разгружаются, переходя из пластического состояния в упругое, но сохраняют накопленные пластические деформации. На заключительных этапах все больше КЭ накапливают пластические деформации. На последнем этапе, когда инструмент уже вышел из контакта с заготовкой и находится вверху в исходной позиции, изготовленная деталь разгрузилась и отпружинила от матрицы под действием упругих деформации (см. рис. 7, ϵ), однако все $K\Theta$, накопившие пластические деформации во время обработки, сохранили пластические деформации. Определим значения этих пластических деформаций в каждом КЭ. Система Marc позволяет также определить упругие деформации заготовки, которые суммируются с пластическими деформациями, на всех этапах обработки заготовки и изготовленной детали после разгрузки.

Установлено, что обобщенная деформация по толщине заготовки никогда не превышает предельного значения $\varepsilon_{\lim} = \varepsilon_p = \ln(1+\delta_p)$, запас по деформации составляет $P_d = 10$ %. Следовательно, при заданных параметрах обработки опасности разрушения заготовки не существует. Моделируя

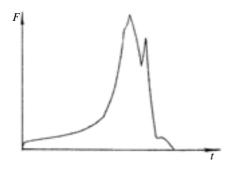


Рис. 8. Зависимость изменения силы на инструменте при обработке заготовки

процессы обработки для ряда матриц с меньшими радиусами, можно установить минимальный радиус гибки (r_{\min}/s) . Дальнейшее уменьшение радиуса матрицы при прочих равных условиях приведет к образованию трещин на наружной поверхности заготовки.

Если моделированием выявлена опасность разрушения материала, то в расчетную модель процесса обработки следует внести изменения с учетом возможностей производства, например увеличить кромки матрицы, использовать заготовки из более пластичного материала, заменить смазочный материал, изменить конфигурацию детали. При большом запасе пластичности целесообразно использовать менее дорогой материал.

Для визуального представления изменения сил, действующих в процессе обработки на заготовку и инструмент, надо выбрать соответствующие команды для графического отображения функций в те-

кущем времени. Для примера одна из таких функций показана на рис. 8. Полученные зависимости можно использовать при выборе оборудования и проектировании инструмента.

Сравнительный анализ значений углов пружинения для различных деталей, полученных в системе Магс, со справочными данными показал их удовлетворительную сходимость — погрешность не превышала 30 %. При задании поэтапного перемещения инструмента в системе Магс сначала рассчитываются перемещения узлов всех КЭ на каждом этапе, затем определяются деформации как производные перемещений и только после этого — напряжения по уравнениям, связывающим напряжения и деформации. Поэтому точность параметров обработки, рассчитанных на основе установленных деформаций, значительно выше точности параметров, рассчитанных по напряжениям.

Таким образом, математическое моделирование с использованием системы Marc сокращает время и повышает качество проектирования технологических процессов и оснастки, а также значительно упрощает выбор материала и оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Жарков В. А.** Методология компьютерного проектирования технологических процессов с учетом анизотропии штампуемого материала // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2007. № 1. С. 30—42.
- 2. **Попов Е. А.** Основы теории листовой обработки. М.: Машиностроение, 1977. 280 с.

Вниманию авторов

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

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата A4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14 кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

- 1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995 г., и может быть опубликована в открытой печати;
 - 2) аннотация (1-3 предложения) и ключевые слова;
 - 3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, е-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).

Серия статей

"Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 621.922

В. В. КУЗИН, С. Н. ГРИГОРЬЕВ, д-р техн. наук, М. Ю. ФЕДОРОВ, С. Ю. ФЕДОРОВ, кандидаты технических наук (МГТУ "Станкин"), e-mail: kyzena@post.ru

Особенности эксплуатации канавочных резцов с керамическими пластинами при обработке деталей из закаленных сталей

Рассмотрены особенности прорезки канавок в деталях из закаленных сталей. Установлена связь технологических параметров процесса с эксплуатационными показателями резцов с керамическими режущими пластинами.

Ключевые слова: закаленная сталь, покрытие, керамическая режущая пластина, прорезка канавки, режим резания, стойкость резцов.

Features of riffle slotting in chilled steel parts were considered. Technology process parameters and operational characteristics of ceramic plate grooving tools interrelationship was established.

Keywords: chilled steel, aluminized coating, ceramic cutter plate, riffle slotting, cutting conditions, cutting-tool life.

Использование керамических инструментов позволяет заменить операцию шлифования на точение [1], что актуально при обработке высокоточных канавок на закаленных деталях, применяемых, например, в топливных системах. Как правило, при изготовлении деталей с большим числом канавок значительная часть времени затрачивается на шлифование поверхностей канавок, предварительно прорезанных канавочными резцами, что значительно увеличивает время изготовления, а следовательно, и стоимость детали. Попытки использовать на финишных операциях лезвийный инструмент с пластинами из керамики и сверхтвердых материалов (СТМ) не дали ожидаемого результата по надежности и экономическому эффекту.

При прорезке канавок лезвийным инструментом в зоне резания возникают нагрузки, которые ухудшают эксплуатационные показатели резцов и резко повышают вероятность их отказов. Поэтому изучение особенностей эксплуатации резцов с керамическими режущими пластинами является актуальным направлением исследовательских работ.

При разработке методики исследования учитывали рекомендации, сформулированные в работах [2, 3]. Лабораторные исследования выполняли на токарном станке 16К20. Схема прорезки канавок в заготовках из сталей 35ХГСА (42, 48 и 52 *HRC*), 38ХМЮА (45, 50 и 55 *HRC*) и ШХ15 (46, 50 и 56 *HRC*) приведена на рис. 1. Заготовку диаметром 50 мм с длиной вылета 250 мм закрепляли в патроне станка и поджимали вращающимся центром задней бабки. Производственные испытания заклю-

чались в изготовлении втулки плунжера в заводских условиях. Основной объем исследований выполняли в режиме: скорость резания $v=100\div210$ м/мин; подача $S=0.035\div0.1$ мм/об; глубина резания (длина главного лезвия режущей пластины) $t=2\div4$ мм, глубина канавки $h=3\div10$ мм.

В экспериментах использовали разработанный и изготовленный резец с керамической режущей пластиной специальной формы, которую закрепляли винтовым прихватом. Режущие пластины изготовляли из пластин формы SNGN-120408, которые после заточки имели следующие параметры: передний угол γ от 0 до -10° , задний угол $\alpha = 5 \div 10^{\circ}$, вспомогательный задний угол $\alpha_1 = 1 \div 5^\circ$, $\phi = 90^\circ$, вспомогательные углы $\varphi_1 = \varphi_2 = 1 \div 5^\circ$, радиус скругления вершины 20÷70 мкм. Режущие пластины изготовляли из керамических материалов ВОК71, РКС11, РКС22 и РКС31, эксплуатационные показатели которых приведены в таблице. Также использовали режущие пластины с покрытиями: CVD РКС22 + TiC (толщина покрытия $h_{\Pi} = 8$ мкм) и PKC22 + (TiC—TiCN—TiN) (h_{Π} = 8 мкм), а также композиционным вакуумно-плазменным покрытием PKC22 + (Ti—Al)N ($h_{\Pi} = 10$ мкм).

При отборе режущих пластин контролировали геометрические параметры, шероховатость рабочих поверхностей, дефектность главного и вспомогательных лезвий. Режущие пластины с отклонениями от технических условий на изготовление исключали из экспериментов.

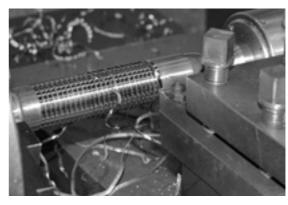


Рис. 1. Прорезка канавок на внешней поверхности цилиндрической заготовки

Мате- риал режу- щей плас- тины	Состав	Плот- ность р, г/см ³	Твер- дость <i>HRA</i>	Предел проч- ности на из- гиб о _и , МПа	Термо- стой- кость $T_{\rm p},$ циклы
BOK71	Al ₂ O ₃ —TiC	4,2÷4,3	93÷94	650	720
PKC11	Si ₃ N ₄ —Y ₂ O ₃ — Al ₂ O ₃	3,2	92	754	890
PKC22	Si ₀ N ₄ —TiC— Y ₂ O ₃ —Al ₂ O ₃	3,4	94	790	1060
PKC31	Si ₃ N ₄ —SiC— Y ₂ O ₃ —Al ₂ O ₃	3,15	93	880	1120

При испытаниях на стойкость исследовали характер износа керамических пластин и интенсивность отказов канавочных резцов: через определенное время работы после стравливания налипов обрабатываемого материала с контактных площадок режущих пластин измеряли ширину фаски износа режущей пластины и исследовали морфологию контактных площадок с помощью оптического и электронно-сканирующего микроскопа. Критерий затупления — высота h_3 фаски износа задней поверхности на вершине пластины, $h_3 = 0.5$ мм. Каждый эксперимент повторяли в зависимости от поставленных задач и условий обработки до десяти раз.

При прорезке канавок в стали $38X\Gamma CA$ (47 *HRC*) со скоростью 100 м/мин при подаче 0,05 мм/об наибольшую стойкость (среднеарифметическая величина) имели пластины из РКС31 (рис. 2, а). Их стойкость более чем на 15÷20 % превышала стойкость оксидной керамики ВОК71 и нитридной керамики РКС22. Самые низкие эксплуатационные показатели при тех же условиях имели пластины из РКС11. При увеличении скорости резания до 180 м/мин наилучшие эксплуатационные свойства имели пластины из PKC22 (рис. 2, δ). При увеличении подачи при прорезке канавок в стали 35ХГСА (48 НКС) работоспособность режущих пластин из керамики РКС22 стала еще очевиднее (рис. 2, в). Все керамические режущие пластины имели на вершинах задней поверхности фаски износа наибольшей ширины.

Режущие пластины из РКС22 также отличались высокими эксплуатационными показателями при прорезке канавок на режиме: v = 210 м/мин, S = 0,1 мм/об. Их стойкость в $1,5 \div 2$ раза превышала стойкость других режущих пластин. При скорости резания свыше 210 м/мин зафиксировано критическое ухудшение эксплуатационных показателей канавочных резцов. Средняя стойкость режущих пластин из РКС22 не превышала 3 мин. Остальные пластины теряли свою работоспособность из-за сколов режущей кромки. При исследовании очагов изнашивания на режущих пластинах из РКС22 обнаружена сеть микротрещин на передней поверхности. Основным фактором потери работо-

способности резца стало изнашивание вершины режущей пластины по задней поверхности.

Увеличение твердости в результате закалки заготовки приводит к снижению стойкости всех керамических режущих пластин, особенно из оксидной керамики. Так, повышение твердости стали 35XГСА с 48 до 55 HRC приводит к трехкратному снижению стойкости пластин из BOK71.

Установлено, что повышение твердости заготовок не изменяет общий характер зависимости высоты h_3 фаски износ задней поверхности пластин от времени τ эксплуатации, однако стойкость канавочных резцов существенно снижается (рис. 3).

На основании экспериментальных исследований получены зависимости, определяющие влияние режимов резания на стойкость канавочных резцов с пластинами из разных керамических материалов, при прорезке канавок в заготовках из закаленных сталей (рис. 4). Установлено, что стойкость резцов с режущими керамическими пластинами уменьшается при увеличении скорости резания,

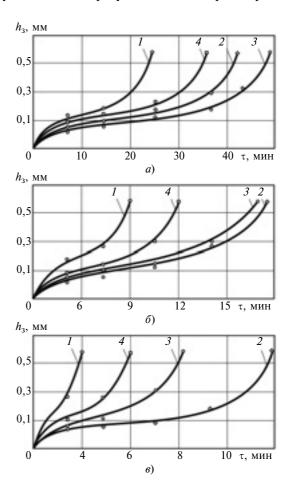


Рис. 2. Зависимости изменения высоты h_3 фаски износ задней поверхности пластин из РКС11 (1), РКС22 (2), РКС31 (3), ВОК71 (4) при прорезке канавок в заготовке из стали 35ХГСА (48 HRC) от времени τ эксплуатации и режима обработки:

a-v=100 м/мин, S=0.05 мм/об, t=3 мм; $\delta-v=180$ м/мин, S=0.05 мм/об, t=3 мм; $\theta-v=180$ м/мин, S=0.1 мм/об, t=3 мм

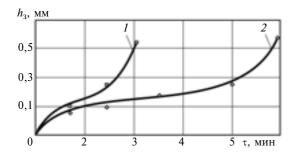


Рис. 3. Зависимости изменения высоты h_3 фаски износ задней поверхности режущих пластин из ВОК71 (1), РКС22 (2) от времени τ эксплуатации при прорезке канавок в заготовке из 38ХМЮА (v=180 м/мин, S=0.05 мм/об, t=3 мм)

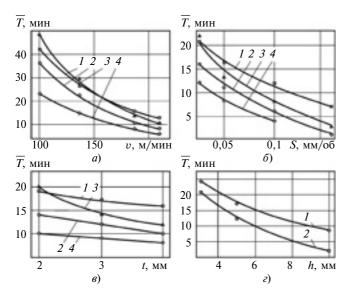


Рис. 4. Влияние скорости v резания (a), подачи S (δ), глубины t резания (a) и глубины h канавки (z) на среднюю стойкость \overline{T} канавочных резцов с режущими пластинами из РКС22 (I), ВОК71 (Z), РКС31 (Z) и РКС11 (Z) при точении стали 35ХГСА (Z48 Z48 Z76.

a-S=0.05 мм/об, t=3 мм; b-v=180 м/мин, t=3 мм; b-v=180 м/мин, t=3 мм; b-v=180 м/мин, t=3 мм; t=3 мм/об; t=3 мм/об; t=3 мм

подачи, ширины и глубины канавки независимо от состава и свойств керамических материалов. Режущие пластины из PKC11 оказались неработоспособными при $S=0,1\,\mathrm{mm/o6}$.

На рис. 5 приведены обобщенные результаты исследования влияния геометрических параметров канавочного резца на его стойкость. Увеличение главного и вспомогательного задних углов увеличивает стойкость резцов (рис. 5, a и δ), а увеличение переднего отрицательного угла — снижает (рис. 5, ϵ). Влияние радиуса скругления лезвия керамических пластин на стойкость неоднозначно (рис. 5, ϵ). При $r=20\div50$ мкм стойкость увеличивается в результате повышения прочности лезвия, дальнейшее увеличение r затрудняет образование стружки, и стойкость канавочных резцов снижается.

Производственные испытания резцов с пластинами из РКС22 и ВОК71 при прорезке канавок ($v=180~{\rm M/Muh}$ и $S=0,05~{\rm Mm/o6}$) в детали втулка—плунжер из стали ШХ15 (56 HRC) показали значительное преимущество пластин из РКС22, средняя стойкость которых составила $T_{\rm H}=4~{\rm Muh}$, что в 2 раза превысила стойкость пластин из ВОК71.

Выполнены также исследования эксплуатационных показателей канавочных резцов с керамическими режущими пластинами с покрытием. При продольном и поперечном точении деталей из закаленных сталей стойкость керамических резцов с покрытием выше [4—6]. Для канавочных резцов таких данных нет. Исследовали влияние толщины покрытия на стойкость керамических пластин при прорезке канавок пластинами из РКС22 с разными покрытиями в заготовках из стали 35ХМЮА (50 *HRC*) (рис. 6). Установлена высокая эффективность пластин с покрытиями — их стойкость в 1,5÷2 раза выше стойкости пластин без покрытия. Наибольшую стойкость имели режущие пластины с многослойным покрытием Tic—TiCN—TiN, которое способ-

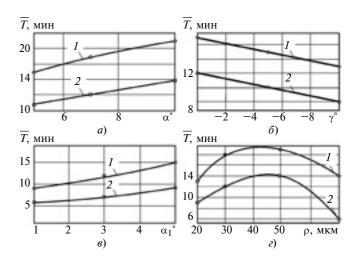


Рис. 5. Влияние заднего (a), переднего (б), вспомогательного заднего (в) углов и радиуса скругления лезвия (г) режущих пластин из РКС27 (I) и ВОК71 (2) на среднюю стойкость \overline{T} канавочных резцов при точении стали 35ХГСА (48 HRC) ($v=180~{\rm m/muh}, S=0.05~{\rm mm/of}, t=3~{\rm mm}$)

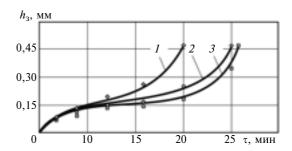


Рис. 6. Зависимости изменения высоты h_3 фаски износ задней поверхности режущих пластин РКС22 с покрытиями ТіС (1), (Ti—Al)N (2), ТіС—ТіСN—ТіN (3) от времени τ эксплуатации при точении стали 35ХМЮА (50 HRC) (v=180 м/мин, S=0.05 мм/об и t=3 мм)

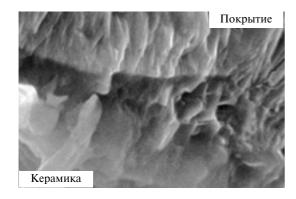


Рис. 7. Микродефекты в материале переходной зоны на границе "керамика PKC22—покрытие TiC—TiCN—TiN"

ствует "залечиванию" поверхностных дефектов и затормаживает развитие трещин в инструментальной керамике, возникающих при эксплуатации [7].

Оптимальная толщина этого покрытия $h_{\Pi}=7\div 8$ мкм. При $h_{\Pi}=12$ мкм стойкость уменьшается, что объясняется увеличением толщины переходной зоны на границе "керамика—покрытие" и появлением в ней единичных микродефектов (рис. 7).

Статистическая обработка экспериментальных данных выявила регрессионные зависимости стойкости канавочных резцов от свойств керамики, режима резания, конфигурации пластин, параметров покрытий и свойств обрабатываемого материала, в частности, при прорезке канавок в заготовках из стали 35ХГСА:

$$\begin{split} T_{\rm M} &= 114,\!601 + 0,\!523 K_{\rm 1c} + 0,\!053 \sigma_{\rm M3\Gamma} + 0,\!211 T_{\rm p} - \\ &- 0,\!66 v - 0,\!21 S - 0,\!08 t - 0,\!2 h + 0,\!064 \alpha + 0,\!066 \gamma + \\ &+ 0,\!076 \alpha_1 + 0,\!024 \phi_1 - 0,\!02 \rho + 0,\!109 h_{\rm \Pi} - \\ &- 0,\!23 HR C_{\rm OM} - 0,\!07 \sigma_{\!0,2} - 0,\!08 \sigma_{\rm B}, \end{split}$$

где $K_{\rm lc}$ — коэффициент интенсивности напряжений; $\sigma_{\rm u3r}$ — предел прочности при изгибе; $T_{\rm p}$ — термостойкость; $HRC_{\rm oM}$, $\sigma_{0,2}$ и $\sigma_{\rm B}$ — соответственно твердость, предел текучести и предел прочности на разрыв закаленной стали.

Экспериментально подтверждена адекватность данной математической модели: коэффициент множественной корреляции 0,9; коэффициент детерминации 0,81; стандартная ошибка оценки 3,48. Коэффициенты парной корреляции показали, что наибольшее влияние на стойкость канавочных резцов с керамическими режущими пластинами оказывают v, $K_{\rm lc}$, $HRC_{\rm om}$ и h.

Выполнены работы по исследованию влияния контактных процессов на кинетику изнашивания керамических пластин при прорезке канавок в закаленных деталях. Интерес к этому вопросу связан с увеличением областей пластических деформаций обрабатываемого материала в зоне резания и стесненным формированием стружки, что обусловливает появление дополнительных эксплуатационных нагрузок на керамическую пластину. Такое нагружение вызывает сложное напряженно-деформиро-

ванное состояние (НДС) пластины [8]. Эти процессы еще мало изучены, что не позволяет сформулировать технические требования к керамическим пластинам для данных условий эксплуатации.

Установлено, что основной причиной потери работоспособности керамических режущих пластин при прорезке канавок является изнашивание главной и вспомогательных задних поверхностей. Ширина фаски износа на задней поверхности пластины изменяется вдоль главного лезвия. Причем наибольшие значения зафиксированы в вершинах пластины (рис. 8, a), так как в формировании стружки участвуют три лезвия пластины (главное и два вспомогательных), которые определяют пространство зоны резания. В результате увеличения ширины фаски износа на вспомогательных задних поверхностях пластины увеличивается сила трения при контакте поверхностей резца и заготовки, что увеличивает интенсивность тепловыделения. При этом повышается упругое восстановление обработанных (боковых) поверхностей канавки, что также вызывает уменьшение пространства для формирования стружки.

Повышается тепловая нагрузка на все лезвия режущей пластины из-за снижения отвода теплоты из зоны резания, что также ухудшает НДС керамической пластины [9]. Кроме того, малая глубина и большое число канавок обусловливает цикличное нагружение режущих пластин. Высокие локальные напряжения в керамике в результате тепловых нагрузок усиливаются ударными нагрузками из-за повышенных вибраций при резании изношенным инструментом [10, 11]. Все это интенсифицирует процесс микроразрушения поверхностных слоев керамики, вызывая изменения их рельефа и структуры. При критическом значении фаски износа ухудшается формирование стружки и образуется паразитная стружка у вершины режущей пластины (рис. 8, б).

Выполненные исследования позволили выявить особенности эксплуатации канавочных резцов с керамическими пластинами при обработке деталей из закаленных сталей:

в формировании стружки участвуют три режущие кромки (главная и вспомогательные);

из-за упругого восстановления обработанной поверхности имеет место повышенное трение на вспомогательных кромках;

Паразитная стружка»

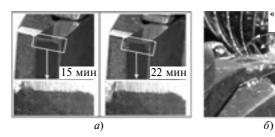


Рис. 8. Кинетика изнашивания режущей пластины из РКС22 при прорезке канавок в стали 35ХГСА (48 HRC) (v=180 м/мин, S=0.05 мм/об, t=3 мм)

УДК 678.027:539.217

С. Е. АЛЕКСАНДРОВ, д-р физ.-мат. наук (Институт проблем механики РАН), А. Р. ПИРУМОВ, канд. техн. наук, О. В. ЧЕСНИКОВА (МГУ приборостроения и информатики), e-mail: alpirumov@mail.ru

Приближенный метод анализа осесимметричного выдавливания и волочения через матрицу произвольной формы

Выполнен анализ методом Орована осесимметричного выдавливания и волочения через матрицу произвольной формы. Для определения напряженного состояния в представительном элементе решена краевая задача теории пластичности.

Ключевые слова: экструзия, волочение, матрица, пластический материал.

Analysis of axisymmetric pressing-out and cold drawing through an arbitrary shape bed die using Orovan method was made. Boundary problem of plasticity theory for stress state calculation was solved.

Keywords: extrusion molding, cold drawing, bed die, yielded material.

Для приближенного анализа обработки металлов давлением наиболее часто используют методы тонких сечений и верхней оценки [1, 2], каждый из которых имеет свои преимущества, недос-

татки и область применения. В работе [3] предложен также приближенный метод, позволяющий решать задачи более широкого круга, чем методы верхней оценки и тонких сечений [3—9]. В от-

личие от указанных общих методов в работе [10] рассмотрен специальный приближенный подход к анализу процесса плоской прокатки листа, нашедший широкое применение, так как позволяет достаточно точно предсказать параметры процесса для различных материалов, несмотря на ряд существенных допущений, сделанных при выводе приближенных уравнений [11÷15]. Решения, полученные этим методом, используют для контроля точности других приближенных решений [16, 17]. В данной работе предлагается распространить этот метод на осесимметричное выдавливание (экструзия) (рис. 1, Q = 0) и волочение (рис. 1, P = 0) через матрицу произвольной формы.

Метод, представленный в работе [10], состоит из двух этапов: 1) решение краевой задачи для представительного элемента (на рис. 1 заштрихован) с упрощен-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 73)

имеют место повышенные вибрации;

образование стружки происходит в ограниченной зоне резания;

из-за недостаточного отвода теплоты имеет место повышенная тепловая напряженность лезвия;

из-за малой глубины обрабатываемых канавок режущая пластина находится в режиме неустановившегося резания.

При создании канавочных резцов с керамическими пластинами нового поколения следует учитывать все вышеперечисленные факторы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Григорьев С. Н., Кузин В. В.** Перспективы применения инструментов с керамическими режущими пластинами в современной металлообработке // Стекло и керамика. 2011. № 8. С. 17—22.
- 2. **Кузин В. В.** Работоспособность режущих инструментов из нитридной керамики при обработке чугунов // Вестник машиностроения. 2004. \mathbb{N}_2 5. C. 39—43.
- 3. **Кузин В. В.** Высокопроизводительная обработка молибденовых сплавов резанием // Вестник машиностроения. 2004. № 8. С. 39—44.
- 4. Волосова М. А., Григорьев С. Н. Режущие пластины из керамики: влияние абразивной обработки и по-

- крытий на их эксплуатационные показатели // Вестник МГТУ "Станкин". 2011. № 2. С. 68—74.
- 5. Волосова М. А. Вакуумно-плазменные технологии: получение наноструктурных покрытий триботехнического и инструментального назначения // Вестник МГТУ "Станкин". 2010. № 4. С. 66—73.

 6. Верещака А. С., Верещака А. А. Функциональные
- 6. **Верещака А. С., Верещака А. А.** Функциональные покрытия для режущего инструмента // Упрочняющие технологии и покрытия. 2010. № 6. С. 28—37.
- 7. **Волосова М. А., Кузин В. В.** Закономерности изнашивания режущих пластин из оксидной и нитридной керамики // Металловедение и термическая обработка. 2012. № 1. С. 40—46.
- 8. **Кузин В. В., Федоров С. Ю., Федоров М. Ю.** Контактные процессы при резании керамическими инструментами // Вестник МГТУ "Станкин". 2010. № 4. С. 85—94.
- 9. **Влияние** тепловых нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из керамики на основе оксида алюминия / С. Н. Григорьев, В. В. Кузин, Д. Буртон и др. // Вестник машиностроения. 2012. № 5. С. 68—71.
- 10. **К вопросу** о диагностике состояния твердосплавных инструментов с покрытием в условиях использования ГПС / А. С. Верещака, М. П. Козочкин, В. В. Кузин // Вестник машиностроения. 1988. № 9. С. 40—44.
- 11. **Влияние** силовых нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из оксидной керамики / С. Н. Григорьев, В. В. Кузин, Д. Буртон и др. // Вестник машиностроения. 2012. № 1. С. 67—71.

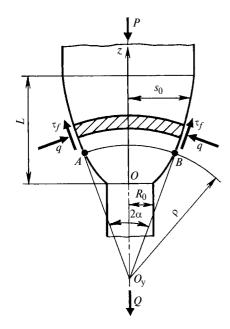


Рис. 1. Схема выдавливания и волочения

ными краевыми условиями; 2) составление приближенного уравнения равновесия для определения напряженного состояния вдоль очага деформации. При анализе прокатки полосы в условиях плоской деформации для представительного элемента за краевую задачу было принято сжатие слоя между наклонными плитами [10]. Для рассматриваемой осесимметричной задачи целесообразно принять для представительного элемента за краевую задачу сжатие слоя пластического материала конической поверхностью с углом 2α (см. рис. 1).

В постановке краевой задачи для представительного элемента предполагается, что угол 2α уменьшается, вследствие чего материал выдавливается из конуса. Для того чтобы качественное распределение напряжений в этом решении соответствовало распределению, возникающему при выдавливании и волочении, будем считать, что на некотором расстоянии от вершины конуса имеется сферическая стенка S (рис. 2), препятствующая течению материала в положительном направлении оси г сферической системы координат $r\theta_{\Phi}$. Расстояние от вершины конуса до стенки должно быть больше, чем расстояние от вершины условного конуса до представительного элемента (см. рис. 1). При сделанных предположениях материал вытекает через вершину конуса и удельные силы τ_f трения направлены, как показано на рис. 2.

Краевую задачу для представительного элемента будем решать в сферической системе координат $r\theta\phi$, в которой ненулевые напряжения обозначим σ_{rr} , $\sigma_{\theta\theta}$, $\sigma_{\phi\phi}$ и $\sigma_{r\theta}$. Так как $\sigma_{\theta\theta} = \sigma_{\phi\phi}$ на оси симметрии, то предположим, что $\sigma_{\theta\theta} = \sigma_{\phi\phi}$ во всем объеме материала. Тогда условие текучести Мизеса примет вид:

$$(\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta})^2 + 3\sigma_{r\theta}^2 = \sigma_s^2, \quad (1)$$

где σ_s = const — предел текучести материала при одноосном растяжении.

Условие текучести (1) удовлетворяется подстановкой:

$$\sigma_{r\theta} = (\sigma_s / \sqrt{3}) \sin 2\psi; (\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}) = \sigma_s \cos 2\psi.$$
 (2)

Так как $\sigma_{r\theta} > 0$ и $\sigma_{rr} > \sigma_{\theta\theta}$, то из формул (2) следует:

$$0 \le \psi \le \pi/4. \tag{3}$$

При сделанных предположениях нетривиальные уравнения равновесия в сферической системе координат имеют вид:

$$\frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_{r\theta}}{\partial \theta} + \frac{1}{r} (2\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta} - \sigma_{\phi\phi} + \sigma_{r\theta} \cot \theta) = 0;$$

$$\frac{\partial \sigma_{r\theta}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_{\theta\theta}}{\partial \theta} + \frac{3}{r} \sigma_{r\theta} = 0.$$
(4)

Подставив формулы (2) в формулы (4) и полагая, что ψ не зависит от r, получим:

$$\frac{r}{\sigma_{s}} \frac{\partial \sigma_{\theta\theta}}{\partial r} + \frac{2\cos 2\psi}{\sqrt{3}} \frac{d\psi}{d\theta} + + 2\cos 2\psi + \frac{\sin 2\psi \operatorname{ctg}\theta}{\sqrt{3}} = 0; \frac{1}{\sigma_{s}} \frac{\partial \sigma_{\theta\theta}}{\partial \theta} - 2\sin 2\psi \frac{d\psi}{d\theta} + + \sqrt{3}\sin 2\psi = 0.$$
 (5)

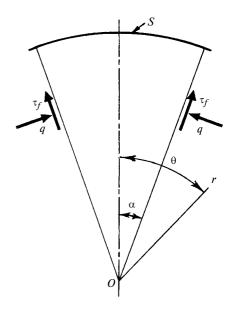


Рис. 2. Схема сжатия слоя пластического материала конической поверхностью

Уравнения (5) совместны при
$$\sigma_{\theta\theta}/\sigma_s = A \ln(r/R) + p(\theta)$$
, (6)

где p — произвольная функция θ ; A и R — постоянные (R имеет размерность длины и введена для удобства решения). Подставив формулу (6) в уравнение (5), получим:

$$\frac{2\cos 2\psi \, d\psi}{\sqrt{3}} + 2\cos 2\psi +
+ \frac{\sin 2\psi \cot \theta}{\sqrt{3}} = -A;
\frac{dp}{d\theta} - 2\sin 2\psi \frac{d\psi}{d\theta} +
+ \sqrt{3}\sin 2\psi = 0.$$
(7)

Краевые условия для системы (7) включают в себя условие по оси симметрии $\sigma_{r\theta} = 0$ при $\theta = 0$ и условие трения $\sigma_{r\theta} = \tau_f = (m/\sqrt{3})\sigma_s$ при $\theta = \alpha$, где $m \le 1$. Используя формулы (2) и (3), представим эти условия в виде:

$$\psi = 0$$
 при $\theta = 0$; (8)

$$\psi = (1/2) \arcsin m$$
 при $\theta = \alpha$. (9)

Первое из уравнений (7) следует решить численно при краевых условиях (8) и (9). Из этого решения, в частности, находим величину A. Затем решаем второе уравнение системы (7), причем можно принять p = 0 при $\theta = \alpha$,

так как произвольная постоянная уже была введена в формулу (6). При таком выборе краевого условия для p из формулы (6) следует, что удельная сила q (см. рис. 1 и 2) определяется выражением

$$q/\sigma_s = |A\ln(r/R)|. \tag{10}$$

Рассмотрим произвольную поверхность, пересечение которой с поверхностью матрицы образует окружность (на рис. 1 показана ее дуга AB), лежащую в плоскости, перпендикулярной оси симметрии. Вертикальное усилие, вычисленное по напряжениям, действующим на этой поверхности, зависит только от положения окружности, но не от формы поверхности. Поэтому для вычисления усилия будем считать поверхность частью сферы с центром в вершине $O_{\rm y}$ условного конуса (см. рис. 1). При условии, что положительное направление вертикального усилия F совпадает с положительным направлением оси z, получим:

$$F = 2\pi\rho^2 \int_{0}^{\alpha} (\sigma_{rr} \cos\theta - \sigma_{r\theta} \sin\theta) \sin\theta d\theta.$$
 (11)

Здесь ρ определяет положение окружности с дугой AB в сферической системе координат. Подставив формулы (2) и (6) в формулу (11), получим:

$$F = 2\pi\sigma_{s}\rho^{2} \int_{0}^{\alpha} \left\{ \left[(\cos 2\psi + p) \times \cos \theta - \frac{\sin \theta \sin 2\psi}{\sqrt{3}} \right] \sin \theta + A \ln(\rho/R) \cos \theta \sin \theta \right\} d\theta.$$
 (12)

Используя численное решение уравнений (7), можно вычислить интеграл от первого слагаемого в подынтегральном выражении формулы (12). Обозначим его *J*. Интеграл от второго слагаемого в подынтегральном выражении берется аналитически. Тогда

$$F = 2\pi\sigma_s \rho^2 \left(J + \frac{A\sin^2 \alpha}{2} \ln \frac{\rho}{R} \right). \tag{13}$$

Очевидно, что J зависит от m и α . Составив уравнение равновесия для тонкого слоя толщиной dz, вырезанного двумя плоскостями, перпендикулярными оси z, на расстоянии ρ от центра конуса, получим:

$$\frac{\mathrm{d}F}{\mathrm{d}z} + 2\pi\rho(\tau_f + q \operatorname{tg}\alpha)\sin\alpha = 0. (14)$$

В решении краевой задачи R — постоянная величина для представительного элемента. Однако в соответствии с методом [10], R разных представительных элементов различны, т. е. R — функция от z. Исключив q из формулы (14) с помощью формулы (10), получим уравнение

$$\frac{\mathrm{d}F}{\mathrm{d}z} + 2\pi\rho(\tau_f + \sigma_s \times |A\ln(r/R)| \operatorname{tg}\alpha) \sin\alpha = 0. \quad (15)$$

Уравнения (13) и (15) составляют систему относительно величин F и R. В частности, величину $A\ln(r/R)$ можно исключить из уравнения (15) с помощью уравнения (13). Тогда

$$rac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}z}+rac{
ho}{R_0^2} imes \ imes \left(rac{ au_f}{\sigma_s}\sinlpha+\left|rac{fR_0^2}{
ho^2}-J
ight|rac{2}{\coslpha}
ight)=0, (16)$$
 где $f=rac{F}{2\pi\sigma_sR_0^2};\;R_0$ — радиус за-

готовки (см. рис. 1).

Предположим, что форма матрицы задана уравнением $s_0 = R_0 s(z/R_0)$, где $0 \le z \le L$, а s_0 — расстояние от оси симметрии (см. рис. 1). Тогда $\rho \sin \alpha = s_0$ и уравнение (16) преобразуется к виду:

$$\frac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}\zeta} + s\frac{\tau_f}{\sigma_s} + \frac{1}{s} \left| \frac{f\sin\alpha}{s} - \frac{Js}{\sin\alpha} \right| \frac{2}{\cos\alpha} = 0, \quad (17)$$

где $\zeta = z/R_0$.

Таким образом, s является заданной функцией ζ . Из рис. 1 видим, что $tg\alpha = ds_0/dz = ds/d\zeta$ и, следовательно, J, $sin\alpha$ и $cos\alpha$ в выражении (17) являются извест-

ными функциями ζ , т. е. уравнение (17) — линейное дифференциальное уравнение первого порядка относительно f. Решение такого уравнения не представляет трудностей, но необходимо задать закон трения и краевое условие для функции f. При решении краевой задачи для представительного элемента приняли условие трения: $\tau_f = (m/\sqrt{3})\sigma_s$. При этом законе трения для процессов волочения и выдавливания уравнение (17) преобразуется к виду:

$$\frac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}\zeta} + \frac{ms}{\sqrt{3}} + \frac{f\sin\alpha}{s} - \frac{Js}{\sin\alpha} \left| \frac{2}{\cos\alpha} \right| = 0. \quad (18)$$

В работе [10] рассматривается также закон трения Кулона. В этом случае при прежнем решении для представительного элемента закон трения для волочения и выдавливания будет иметь вид $\tau_f = \mu q$, который с учетом формул (10) и (13) преобразуется к виду:

$$\frac{\tau_f}{\sigma_s} = 2\mu \left| \frac{f}{s} - \frac{J}{\sin^2 \alpha} \right|. \tag{19}$$

Подставив равенство (19) в формулу (17), получим:

$$\frac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}\zeta} + 2\mu \left| f - \frac{Js}{\sin^2 \alpha} \right| + \left| \frac{f \sin \alpha}{s} - \frac{Js}{\sin \alpha} \right| \frac{2}{\cos \alpha} = 0. \quad (20)$$

При волочении краевое условие для уравнения (18) или (20) имеет вид f=0 при $\zeta=L/R_0$, а при выдавливании — f=0 при $\zeta=0$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Сторожев М. В., Попов Е. А. Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.
- 2. **Avitzur B.** Metal forming: the application of limit analysis. New York and Basel: Marcel Dekker, 1980. 208 p.
- 3. **Hill R.** A general method of analysis for metalworking processes // J. Mech. Phys. Solids. 1963. V. 11. P. 305—326.
- 4. **Lahoti G. D., Kobayashi S.** On Hill's general method of analysis for metalworking processes // Int. J. Mech. Sci. 1974. V. 16. P. 521—540.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.314.72

Д. Б. ШУЛЬГИН, д-р экон. наук и канд. физ.-мат. наук, М. Ю. ЧАЙКОВ, канд. техн. наук, А. М. ЧАЙКОВА, Н. А. ШУЛЬГИНА (Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург), e-mail: dbs@mail/ustu.ru

Организация рационализаторской деятельности на приборостроительном предприятии

Рассмотрены вопросы управления рационализаторской деятельностью на предприятии. Выявлены и систематизированы мотивационные факторы и их реализация.

Ключевые слова: предприятие, рационализаторское предложение, изобретательство, мотивация, экономический эффект, поощрение.

Issues of rationalization activity control at industry were considered. Motivators and their instantiation were educed and filed.

Keywords: industry, innovation proposal, development of inventions, motivation, economic effect, encouragement.

Рыночная экономика обусловливает жесткую конкуренцию. Не все российские предприятия сумели приспособиться к изменившейся экономической среде.

Однако, опираясь на главную ценность предприятия — творческий потенциал людей, можно существенно повысить его конкурентоспособность. Для этого

необходимо создать условия и мотивацию для творческого отношения к работе, направленные на снижение издержек производства, повышение производительности труда, качества и надежности выпускаемой продукции.

Анализ зарубежной практики показал, что успешные предприятия уделяют большое внимание внедрению инноваций. В Японии, например, широко используются такие инструментарии маркетинга, как система непрерывного совершенствования (кайдзен), система борьбы с непроизводственными затратами (муда), метод предупреждения чрезмерной утомляемости работников (мури), система защиты от оплошностей (пока-екэ), эффективность которых подтверждена достижениями японской промышленности [1].

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 77)

- 5. **Александров С. Е.,** Друянов **Б. А.** Прессование уплотняемого пластического материала // ПМТФ. 1990. № 4. С. 108—113.
- 6. Александров С. Е., Друянов Б. А. Исследование процесса установившейся экструзии уплотняемого материала // ПМТФ. 1990. № 4. С. 141—145.
- 7. **Александров С. Е., Вишня- ков Л. Р.** Исследование процесса прессования тонкостенной трубы из порошкового материала // ПМТФ. 1993. № 2. С. 12—19.
- 8. **Doege E., Bagaviev A.** On the analytical modeling of the compacting process of a porous metal ring // Int. J. Mech. Sci. 1997. V. 39. N 10. P. 1151—1159.
- 9. **Александров С. Е., Чикано- ва Н. Н.** Приближенный метод анализа процессов обработки металлов

- давлением в условиях плоской деформации // Металлы. 1999. № 3—4. С. 135—144.
- 10. **Orowan E.** The calculation of roll pressure in hot and cold flat rolling // Proc. Inf. Mech. Engrs. 1943. V. 150. P. 140—147.
- 11. **Kimura H.** Application of Orowan theory to hot rolling of aluminum // J. Japan Inst. Light Metals. 1985. V. 35. P. 222—227.
- 12. **Kimura H.** Application of Orowan theory to hot rolling of aluminum: computer control of hot rolling of aluminum // Sumimoto Light Metal Technical Reports. 1985. V. 26. P. 189—194.
- 13. Lenard J. G., Wang F., Nadkani G. Role of constitutive formulation in the analysis of hot rolling // Trans. ASME J. Engng Mater. Technol. 1987. V. 109. P. 343—349.

- 14. **Mechanical** properties of Ag—Ni super-laminates produced by rolling / S. Kikuchi, H. Kuwahara, N. Mazaki // Mater. Sci. & Engng. 1997. V. 234A. P. 1114—1117.
- 15. **Mathematical** modelling for rolling force and microstructure evolution and microstructure controlling with heavy reduction in tandem hot strip rolling / J. Yanagimoto, T. Morimoto, R. Kurahashi, I. Chikushi // Steel Res. 2002. V. 73. N 2. P. 56—62.
- 16. Atreya A., Lenard J. G. Study of cold strip rolling // Trans. ASME J. Engng. Mater. Technol. 1979. V. 101. P. 129—134.
- 17. **Domanti S., McEwain D. L. S.** Two-dimensional plane strain rolling: an asymptotic approach to the estimation of inhomogeneous effects // Int. J. Mech. Sci. 1995. V. 37. P. 175—196.

По мнению Акио Морита основателя компании Sony, на предприятии каждый должен вносить свой посильный вклад, при этом участие нижнего звена не должно ограничиваться только физическим трудом: необходимо добиваться, чтобы все работники использовали свой интеллект в полном объеме. В компании Sony в среднем от каждого работника за год поступает восемь рационализаторских предложений, большинство из которых направлено на повышение надежности и эффективности производственных процессов, снижение нагрузки и улучшение условий труда [2].

В России сегодня говорят о четырех "И": институт, инфраструктура, инновации, инвестиции. С учетом того, что Россия входит в пятерку стран-лидеров по инновационной деятельности, которые обеспечивают 85 % всех регистрируемых патентов: США, Япония, Германия, Южная Корея и Россия, рационализаторская деятельность более чем актуальна.

В СССР деятельность по повышению производительности труда в народном хозяйстве с использованием передовых достижений науки и техники относили к изобретательству и рационализаторству. В период перестройки число рационализаторских предложений и изобретений сократилось на порядок. В начале XXI века в России заметно выросла конкуренция, наметился подъем в экономике, появилась потребность в рационализаторской деятельности, причем на новом уровне. В связи с этим будут полезны положительные результаты рационализаторской деятельности на уральском промышленном предприятии, выпускающем изделия электронного приборостроения и медицинскую тех-

В 90-е годы наблюдалось резкое сокращение числа подавае-

мых рационализаторских предложений (РП). Исправить сложившуюся ситуацию поручили отделу интеллектуальной собственности (ОИС). Необходимо было найти рычаги повышения творческой активности сотрудников и создать условия для их участия в рационализаторской работе. Для этого велись исследования в следующих направлениях:

- 1) анализировали деятельность бюро новых производственных отношений и отдела менеджмента качества;
- 2) изучали рационализаторскую работу патентно-исследовательского отдела завода за 1980—1990 гг.;
- 3) изучали опыт передовых предприятий Свердловской области:
- 4) изучали руководящие Постановления Совета Министров РСФСР от 22.06.1991 г. "О мерах по развитию изобретательства и рационализаторской работы на предприятиях РФ", "Методические рекомендации по организации и проведению рационализаторской работы на предприятиях", одобренные Государственным комитетом РФ по промышленной политике от 25.06.1996 г.;
- 5) изучали теории мотиваций [3, 4]: иерархию потребностей (А. Маслоу), теорию удовлетворенности трудом (Ф. Герцберг), шкалу ценностей (М. Рокич), теорию справедливости (Дж. Адамс), концепцию цепочки средство—результат (Дж. Гутман и Т. Рейнольдс), теорию ценностей потребителя (Шет, Ньюмен, Гросс), теорию подкреплений (Б. Ф. Скиннер).

Классики теорий мотиваций выдвинули ряд положений, которые необходимо учитывать в рационализаторской деятельности. Так, Ф. Герцберг считал, что человек приходит в этот мир, чтобы расти, развиваться и созидать, — это основные факторы мотивации [4]. Дж. Адамс утверждал, что работники стремятся к установ-

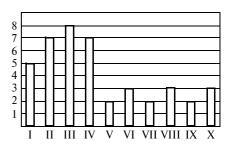


Диаграмма мотивационного профиля рационализаторской деятельности (I-X- группы факторов мотиваций; 1-8- уровни)

лению справедливых отношений и стараются изменить взаимоотношения, которые они считают несправедливыми [4]. А. Маслоу отмечал, что у людей существует ряд потребностей, которые связаны с творчеством: потребность в справедливой оценке и самоуважении (одобрение), потребность в самореализации (гордость за результат), комплекс социальных потребностей (принадлежность к определенной группе). Б. Ф. Скинер полагал, что отсроченное поощрение за выполнение работы или наказание за ее невыполнение теряют свою значимость [4].

Путем анализа отнесенные к рационализаторской деятельности факторы мотивации разделили на следующие группы (рисунок):

- І. Моральные факторы (документ о внедрении РП, запись в трудовой книжке, приказ по предприятию, размещение на доске почета, передача по заводскому радио).
- II. Материальные факторы (вознаграждение, пропорциональное эффекту от внедрения).
- III. Облегчение собственного труда, повышение его результативности.
- IV. Повышение профессионального уровня.
- V. Информация о рационализаторской и изобретательской деятельности и их методах.
- VI. Простота рассмотрения и внедрения РП (сокращение сроков).

VII. Атмосфера соревнования и гласности (конкурсы, присвоение званий).

VIII. Карьерный рост.

IX. Строгая регламентация рационализаторской деятельности (внутренние документы).

X. Возможность быть членом закрытого творческого клуба.

С учетом вышеизложенного в 2008 г. на предприятии разработали новое положение о рационализаторской деятельности, которое включало кроме прочих следующие пункты:

Рационализаторским предложением признается техническое, организационное, управленческое, коммерческое решение, являющееся новым и полезным для предприятия.

Вознаграждение состоит из аванса и основного вознаграждения. Аванс составляет 10 % от ожидаемого экономического эффекта от РП, размер которого устанавливают экономист и руководитель подразделения. Аванс выплачивают не позднее трех дней с даты регистрации РП.

Отдел информации и интеллектуальной собственности подготавливает пакет документов для выплаты вознаграждения автору(ам) в зависимости от экономического эффекта, которое рассчитывается по формуле $B=K\mathfrak{I}-A$, где $\mathfrak{I}-B$ годовой экономический эффект; K-K коэффициент; K-K аванс. Вознаграждение выплачивается в течение трех лет, при этом в первый год K=K 0,2; во второй K=K 0,15; в третий K=K 0,1.

Подразделению, в котором внесено РП, увеличивается фонд оплаты труда на 2% от полученного экономического эффекта.

Сегодня приборостроительные предприятия нуждаются в кадрах высокой квалификации, так как современные приборы отличаются инновационными техническими решениями, охватывают широкий спектр физических процес-

сов, основываются на использовании новых материалов. Поэтому рационализаторская деятельность приобретает новый характер. Уровень выпускаемой продукции обусловливает необходимость в повышении образовательного уровня исполнителей. Новаторы производства берутся за решение сложных задач, требующих объединения усилий квалифицированных рабочих и инженеров.

Практика показывает, что большинство РП, технических усовершенствований и изобретений на предприятиях вносят сотрудники с хорошей общеобразовательной подготовкой и продолжающие повышать свой профессиональный уровень. Для этого начиная с 2005 г. ежегодно на предприятии читается курс лекций "Основы интеллектуальной собственности", в котором освещается порядок подачи заявок на изобретения, полезные модели и промышленные образцы, рассматриваются вопросы по критериям охраноспособности, средства индивидуализации, программы для ЭВМ, вопросы авторского права, расчеты экономического эффекта, а также приводятся примеры лучших РП. Особый интерес вызывали занятия по формализации творческого процесса, основанные на использовании элементов теории решения изобретательских задач (ТРИЗ) и функционально-стоимостного анализа (ФСА) [5, 6].

Факторы мотивации РП, рассмотренные выше, по-разному влияют на рационализаторскую активность. Для определения степени их влияния с помощью таблицы случайных чисел [7] была сделана репрезентативная выборка 30 рационализаторов, которым было предложено по десятибалльной шкале оценить выявленные факторы, в результате чего получили диаграмму мотивационного профиля рационализаторской деятельности.

Для повышения такого фактора, как членство в закрытом творческом клубе, было предложено предоставить его членам следующие льготы:

отпуск в любое время года;

творческие командировки (выставки, семинары, отраслевые институты);

дополнительные оплачиваемые три дня к отпуску;

бесплатные путевки в санаторий (раз в три года);

бесплатная литература по изобретательству и рационализаторству.

Членом клуба может стать любой сотрудник, подавший не менее $10\ P\Pi$.

Система рационализаторской деятельности на предприятии постоянно развивается и совершенствуется. Предложенные и реализованные мероприятия позволили увеличить число подаваемых РП более чем на 50 %. Годовой экономический эффект от их внедрения превысил 1 млн. руб.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Левинсон У., Рерик Р.** Бережливое производство: синергетический подход к сокращению потерь. М.: РИА "Стандарты и качество", 2007.
- 2. **Морита А.** Сделано в Японии. М.: Прогресс, 1990.
- 3. **Мотивация** персонала. Ключевой фактор менеджмента / Под ред. Й. Кондо: Пер. с англ. Нижний Новгород: СМЦ "Приоритет", 2002.
- 4. **Магура М. И., Курбатова М. Б.** Секреты мотивации или мотивация без секретов. М.: Управление персоналом, 2007.
- 5. **Орлов М. А.** Основы классической ТРИЗ. М.: Солон-Пресс, 2005.
- 6. **Моисеева Н. К., Карпунин М. Г.** Основы теории и практики функционально-стоимостного анализа. М.: Высшая школа, 1988.
- 7. **Бушуева Л. И.** Применение методов анализа взаимосвязей между признаками в маркетинговых исследованиях // Маркетинг в России и за рубежом. 2004. № 2.

УДК 629.4

И. К. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук (Вологодский ГТУ), e-mail: alex@mh.vstu.edu.ru

Грузовой железнодорожный поезд модульного типа

Дано теоретическое обоснование целесообразности замены грузового железнодорожного поезда, состоящего из локомотива и присоединенных к нему вагонов, составом, скомплектованным из самостоятельных модулей, параллельно подключенных к контактной электрической сети и состоящих из тягового вагона и нескольких стандартных вагонов.

Ключевые слова: подвижной состав, модульная схема.

Theoretical basis of practicability of railway freight train (consisted of locomotive and cars lumped with it) substitution by train, assembled by independent modules, which are parallel pluged in electric main was given. Independent module consists of traction car and several standard cars.

Keywords: rolling equipment, modular circuit.

В работах [1—4] обоснована энергетическая нецелесообразность передачи механической энергии через многозвенные, разветвленные кинематические цепи (КЦ) и показана эффективность деления потока мощности с помощью электрифицированных систем и даже гидравлических передач, которые более рациональны, чем сложные механические трансмиссии.

В статье сделан предварительный энергоэкономический анализ одной из широко применяемых разветвленных КЦ, которая для повышения эффективности нуждается в серьезной модернизации. Это грузовой железнодорожный состав, в котором тяговое усилие от локомотива на колесные пары вагонов передается посредством последовательно-параллельной разветвленной КЦ.

Как альтернатива традиционному комплектованию железнодорожного состава предлагается модульное комплектование, при котором кинематические связи существенно упрощаются и частично заменяются электрическими. Модуль представляет собой комплексную единицу подвижного состава, состоящую из тягового вагона с приводным электродвигателем и подсоединенных — одного или нескольких, неприводных вагонов.

Для анализа рассматриваемых КЦ используем методику построения блок-схемы КЦ, описанную в работе [6]. На рис. 1, a и δ приведены блок-схемы соответственно традиционного поезда с локомотивом и поезда модульного типа, модуль в котором состоит из двух вагонов.

В соответствии с методикой [4] введено понятие — coбирательное звено (СЗ) — элемент КЦ, который объединяет (собирает) несколько потоков мощности. Каждому СЗ в соответствии с его удалением от энергетической установки (ЭУ) присуждается порядковый номер на данном уровне. ЭУ в качестве СЗ нулевого уровня принимают с порядковым номером 1, т. е. СЗ 0,1. Собирательные звенья соединяются между собой внутренними КЦ (сплошные линии). От любого СЗ могут ответвляться внешние КЦ (штриховые линии), идущие к рабочим органам, непосредственно совершающим полезную работу. В нашем случае это колесная пара. Применительно к железнодорожному составу на схемах обозначено: СЗ уровня 1 — система сцепных устройств (СУ); C3 уровня 2 вагоны (В); СЗ уровня 3 — вагонные тележки (Т), которые объединяют колесные пары.

Для энергетического расчета КЦ, который заключается в определении непроизводительных потерь в цепи и требуемой мощности ЭУ, необходимо располагать энергетическими характеристиками каждого элемента КЦ: его предельным КПД и моментом холостого хода (или усилием, обеспечивающим движение при отсутствии

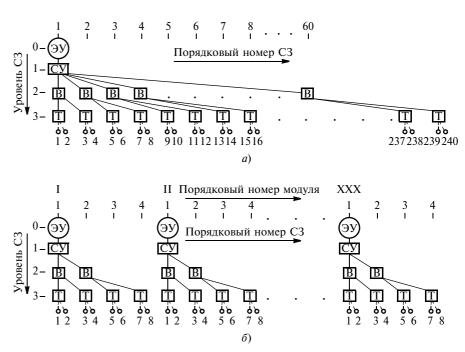


Рис. 1. Блок-схемы КЦ поезда с локомотивом (a) и поезда из двухвагонных модулей (δ)

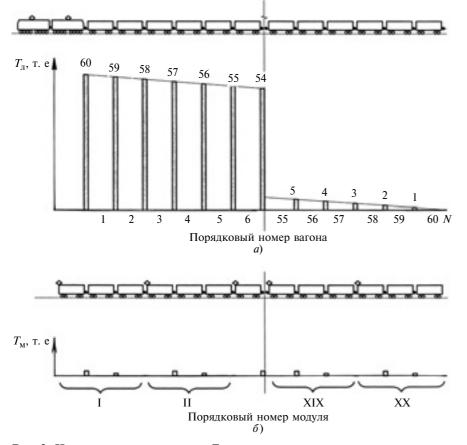


Рис. 2. Изменение тягового усилия T в сцепке между вагонами поезда с локомотивом (a) и поезда из трехвагонных модулей (δ)

внешней нагрузки). Для этого необходимо провести экспериментальные исследования.

На данном этапе исследований не ставится целью определение абсолютных суммарных потерь в КЦ поезда, а делается попытка оценить влияние на энергоэффективность КЦ одного ее элемента — СУ, при передаче энергетического потока (тягового усилия) от энергоустановки (локомотива) к вагонам. При этом конструктивные параметры вагонных тележек и колесных пар, т. е. элементов уровней 2 и 3, остаются без изменений.

Предварительный сопоставительный энергетический анализ двух схем комплектования поезда проведем по упрощенной методике, используя условную тяговую единицу (т.е) измерения: 1 т.е есть безразмерная величина, означающая тяговое усилие, необходимое для транспортирования одного груженого вагона с заданной скоростью по горизонтальному участку пути с учетом потерь на перекатывание колесных пар, аэродинамических потерь, потерь в подшипниках колесных пар и подрессоренной вагонной тележке.

Из схем на рис. 1 видно, что КПД модульного поезда выше, чем КПД поезда с локомотивом, в котором используется значительно большее число внутренних КЦ, каждая из которых создает дополнительные энергетические потери. Заметим, что КПД модуля однозначно определяет и КПД всего модульного поезда.

На рис. 2, *а* дана схема традиционного состава с локомотивом и показано изменение тягового усилия в сцепке между вагонами, которое пропорционально возрастает в зависимости от близости вагона к локомотиву. Для примера взят состав из 60 вагонов. На рис. 2, δ приведена схема состава из 60 вагонов, но сформированного из трехвагонных модулей.

Преимущества модульной схемы:

- 1) значительная часть внутренних КЦ заменена электрическими связями в результате прямого соединения ЭУ тягового вагона с контактной сетью;
- 2) каждый тяговый вагон перемещается самостоятельно, без использования СУ:
- 3) в сцепке между модулями также отсутствует тяговое усилие:
- 4) тяговое усилие, передаваемое первому вагону поезда с локомотивом, равно 60 т.е, в то время как максимальное тяговое усилие в данном модуле — всего 2 т. е.

Три первых условия обеспечивают снижение энергопотребления модульным поездом благодаря уменьшению непроизводительных потерь в СУ.

Четвертое условие принципиально меняет требования к конструкции вагона. Дело в том, что

разрывное усилие, а следовательно, и ударная нагрузка, передаваемая на нижнюю раму первого вагона (а в составе с локомотивом любой вагон может оказаться первым), как видно из представленных схем, в 30 раз больше максимального разрывного усилия в модуле! Соответственно может быть значительно уменьшена и металлоемкость несущей рамы вагона, воспринимающей пониженное разрывное (ударное) усилие. С учетом того, что массы тележек, бортов вагона и платформы не изменяются, массу порожнего вагона (по предварительным расчетам) можно снизить на $12 \div 15 \%$ и увеличить за счет этого массу перевозимого вагоном груза (нетто).

Рассмотрим подробнее повышение энергоэффективности состава вследствие снижения фрикционных потерь в сцепном устройстве при использовании модульной схемы.

Суммарное число $T_{\rm J}$ тяговых единиц, передаваемых через СУ поезда с локомотивом, определим по формуле

$$T_{\pi} = N(N+1)/2,$$
 (1)

где N — число вагонов в составе.

Чтобы определить абсолютные фрикционные потери $T_{\rm dp}$ (т.е) в сцепке, необходимо экспериментально установить КПД ($\eta_{\rm cц}$) СУ (одна из задач предстоящих экспериментальных исследований):

$$T_{\rm op} = (1 - \eta_{\rm cii}) T_{\rm pi}. \tag{2}$$

Если СУ представить как механический компенсатор, то можно допустить, что $\eta_{\text{сц}} \approx 0.96$, т. е. ориентировочно

в каждом СУ безвозвратно теряется около 4 % действующего в нем тягового усилия.

Суммарное число $T_{\rm M}$ тяговых единиц, передаваемых через СУ поезда модульного типа, определим по формуле

$$T_{\rm M} = \frac{N}{n} Z,\tag{3}$$

где n и Z — число вагонов и суммарное число тяговых единиц в модуле.

Зависимость числа Z от числа n представлена ниже:

Дискретная функция z = f(n) определяется соотношением $Z_{i+1} = Z_i + n_i$.

Энергетическую эффективность применения модульной схемы оценим коэффициентом $K_{\rm c. H}$ снижения нагрузки на СУ:

$$K_{\text{CH}} = T_{\text{M}}/T_{\text{T}} = 2Z/[n(N+1)].$$
 (4)

В таблице приведены данные, показывающие влияние числа n вагонов в модуле с учетом общего числа N вагонов в составе на коэффициент $K_{\text{с.н}}$ и фрикционные потери в сцепке. В рассматриваемом примере N=60. По аналогии с представленным примером по зависимостям $(1)\div(4)$ можно выполнить расчеты для различных сочетаний N и n. Приведенные в таблице результаты расчета, выполненного упрощенным экспресс-методом, можно представить также в виде интегрального критерия, названного коэффициентом энергетической эффективности (КЭЭ) силовой установки, который достаточно близок к значению КПД сцепного устройства.

За полезную работу ЭУ примем тяговое усилие, необходимое для транспортирования всех вагонов поезда, которое равно числу вагонов в поезде, умноженному на условную тяговую единицу: $T_{\text{пол}} = N \times 1$ т. е. За непроизводительные потери примем фрикционные потери $T_{\text{фр}}$ в сцепке поезда.

Тогда по аналогии с понятием КПД предложенный КЭЭ для поезда с локомотивом определим по формуле

$$K\Theta\Theta_{\Pi} = \frac{T_{\text{пол}}}{T_{\text{пол}} + T_{\text{dp}}} = \frac{N}{N + (1 - \eta_{\text{cii}})T_{\Pi}}$$

или после преобразования

$$K\Theta\Theta_{\pi} = \frac{1}{1 + (1 - \eta_{cii})\frac{N+1}{2}}.$$

Коэффициент энергетической эффективности ЭУ модульного поезда определим по формуле

$$K \ni \Theta_{M} = \frac{N}{N + (1 - \eta_{CLI})T_{M}} = \frac{N}{N + (1 - \eta_{CLI})\frac{N}{n}Z}$$

п, шт	<i>N</i> , шт	<i>Z</i> , т.е	К _{с.н}	$(1 - \eta_{\text{сц}}) T_{\pi}$, т.е	$(1 - \eta_{CII}) T_{M}$, т.е
2	60	1	0,016	73,2	1,2
3	60	3	0,032	73,2	2,4
4	60	4	0,046	73,2	3,6
5	60	10	0,066	73,2	4,8
6	60	15	0,081	73,2	6,0

или после преобразования

$$K\Im \Theta_{M} = \frac{1}{1 + (1 - \eta_{CII}) \frac{Z}{n}}.$$
 (5)

Формула (5) подтверждает, что КПД модульного состава не зависит от числа вагонов в поезде.

Ниже приведены результаты расчета КЭЭ для разных комплектаций состава при $\eta_{\text{CH}} \approx 0.96$:

Комплектация состава	КЭЭ				
Поезд с локомотивом и 60 вагонами					
Модульный состав с числом вагонов в модуле:					
два	0,98				
три	0,96				
четыре	0,94				
пять	0,92				
шесть	0.91				

На первый взгляд очевидно энергетическое преимущество двухвагонного модуля. Однако выбор оптимального модуля необходимо экономически обосновать. При этом следует учесть, что тяговый вагон может менять категорию, т. е. число прицепных вагонов можно варьировать в зависимости от их собственной массы и степени загрузки.

Еще одно преимущество модульной схемы, также не вызывающее сомнений, — существенное повышение эксплуатационного КПД подвижного состава.

Любой локомотив имеет вполне определенную (конечную) установленную мощность, которая реализуется на 100 % только при транспортировании большегрузного поезда, что в реальных условиях эксплуатации подвижного состава далеко не всегда может быть обеспечено. Таким образом, ЭУ локомотива зачастую оказывается недогруженной, а пропорционально снижению нагрузки на локомотив уменьшается его эксплуатационный КПД, который достигает нулевого значения при порожнем перегоне.

Модульная схема автоматически исключает этот недостаток, так как установленная мощность всех тяговых вагонов не является постоянной, а определяется прямо пропорционально числу вагонов в составе. Таким образом, эксплуатационный КПД модульного состава независимо от его общей грузоподъемности остается стабильно равным единице! Модульная схема решает и проблему ограничения общей грузоподъемности поезда: можно комплектовать состав любой грузоподъемности, число вагонов ограничивается только максимальной электрической мощностью контактной сети.

Принципиальное преимущество модульной схемы заключается также в расширении возможности рекуперации электрической энергии в контактную сеть при торможении (остановке) поезда путем электродинамического торможения тяговых вагонов энергетическими установками. В результате в большинстве случаев при снижении скорости кинетическая энергия поезда будет преобразовываться в электрическую и возвращаться в контактную сеть (при экспериментальных исследованиях троллейбусов коэффициент рекуперации в среднем составил 30 %!).

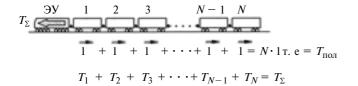


Рис. 3. Схема для определения тяговых усилий $T_{\mathrm{пол}}$ и T_{Σ} для поезда с локомотивом

Использовать для этой цели локомотив затруднительно ввиду недостаточной силы его сцепления с железнодорожным полотном. Поэтому торможение традиционного поезда осуществляется только механической системой. Отметим еще один недостаток традиционной схемы. Локомотив массой до 300 т, являясь мощным источником вибрации, создает динамическую сосредоточенную нагрузку, разрушающе действующую на мосты, пути и окружающие строения, что исключается при использовании модульного состава.

Выше с использованием КЭЭ в качестве интегрального критерия была рассмотрена упрощенная методика анализа энергетической эффективности модульной схемы формирования железнодорожного состава в сравнении с традиционной.

Представим более строгое доказательство зависимости энергетических потерь в СУ поезда с локомотивом. Отметим, что в последовательной КЦ имеет место нелинейное нарастание фрикционных потерь [2, 4], что связано с увеличением длины КЦ. Если применительно к модулю с небольшим числом вагонов можно принять КПД СУ постоянным, то для состава с локомотивом такое допущение приводит к существенной ошибке (сопоставьте результаты расчета по упрощенной и уточненной методикам). Для анализа также используем условную тяговую единицу (т.е).

На рис. 3 приведена схема, позволяющая понять, как изменяется соотношение между усилием $T_{\text{пол}}$ тяги, обеспечивающим транспортирование вагонов, и суммарным усилием T_{Σ} тяги локомотива с учетом непроизводительных (фрикционных потерь) в СУ.

Усилие тяги, необходимое для транспортирования N вагонов, будем считать показателем, определяющим полезную работу локомотива: $T_{\text{пол}} = N \times 1$ т. е. Поэтому в расчетах условно принимаем

$$T_{\Pi \Pi \Pi} = N. \tag{7}$$

Тяговое усилие T_{Σ} локомотива определяется суммой усилий T_i на транспортирование каждого i-го вагона с учетом фрикционных потерь в СУ при передаче усилия T_i данному элементу КЦ. Приняв для СУ КПД $\eta_{\text{сц}}$, определим усилие T_{Σ} локомотива:

$$T_{\Sigma} = T_{1} + T_{2} + T_{3} + \dots + T_{i} + \dots + T_{N} =$$

$$= \frac{1}{\eta_{\text{сц}}} + \frac{1}{\eta_{\text{сц}}^{2}} + \frac{1}{\eta_{\text{сц}}^{3}} + \dots + \frac{1}{\eta_{\text{cц}}^{i}} + \dots + \frac{1}{\eta_{\text{cц}}^{N}} =$$

$$= \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{\eta_{\text{cu}}^{i}}.$$
(8)

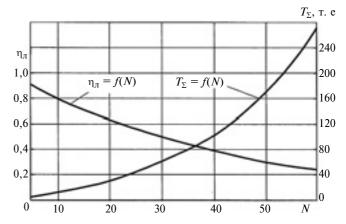


Рис. 4. Зависимости $\eta_{\text{СЦ}}$ СУ и тягового усилия T_{Σ} поезда с локомотивом от числа N вагонов

На основании зависимостей (7) и (8) определим КПД СУ поезда с локомотивом:

$$\eta_{\pi} = \frac{N}{T_{\Sigma}} = \frac{N}{\sum_{i=1}^{N} \frac{1}{i}}.$$

$$(9)$$

Результаты энергетического расчета (рис. 4) СУ грузового поезда с локомотивом при условии, что для одного элемента $\eta_{\text{сц}} = 0,96$, приведены ниже:

$$N$$
, шт. 5 10 20 30 40 50 60 T_{Σ} , т.е. 5,66 12,6 31,56 60,08 103,0 167,5 264,5 КПД СУ. . . . 0,883 0,793 0,634 0,500 0,388 0,300 0,230

Рассматриваемая КЦ энергетически иррациональна — увеличение тягового усилия и соответственно числа вагонов приводит к резкому снижению КПД энергоустановки, так как значительная часть энергии расходуется на непроизводительные потери в СУ. Возникает парадоксальная ситуация: чем больше мощность ЭУ, тем ниже ее энергетическая эффективность. Применение модульной компоновки состава практически исключает этот недостаток.

Поскольку КПД сцепки определяется показательной функцией, то значение его очень чувствительно к величине основания ($\eta_{\text{сц}}$) функции. На данный момент эта величина нам неизвестна, поэтому необходимы соответствующие экспериментальные исследования. Вероятнее всего, она не имеет постоянного значения, а существенно зависит от качества железнодорожного полотна.

В связи с очевидной энергетической неэффективностью сверхмощных локомотивов следует подчеркнуть неоправданность существующей тенденции к их развитию. В частности, в настоящее время "пробиваются" на железную дорогу в качестве локомотивов газотурбовозы, ЭУ которых включает в себя газовую турбину, работающую на природном сжатом газе и приводящую в действие электрогенератор, который передает электрическую энергию тяговым двигателям движителя локомотива. Тогда какой же смысл осуществлять тягу каждого отдельного грузового поезда, таская впереди тяжеленную электростанцию мощностью 8300 кВт и необходимый для ее работы запас топлива? К тому же хорошо известно, что сжатый газ в любой емкости — весьма взрывоопасен.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 62-57

Р. Г. ХАДЕЕВ, канд. техн. наук (НИИИ ВМ МО РФ, г. Москва), e-mail: khadeev@mail.ru

Механизм сцепления с мультипликатором

Предложен механизм сцепления с уменьшенным трением, обеспечивающий автоматическое увеличение крутящего момента на выходном валу при увеличении требуемого крутящего момента.

Ключевые слова: механизм сцепления, работа трения, частота вращения, крутящий момент.

The clutch gear mechanism with reduced friction, providing an automatic increase of the torque on the output shaft with an increase of required torque has been proposed.

Keywords: clutch gear mechanism, the work of friction, rotation speed, torque.

Сегодня в трансмиссии современного автомобиля для старта и разгона применяется далеко не совершенный механизм: большие потери, связанные с трением, нагреванием и изнашиванием дисков фрикци-

онной муфты, сложные устройства для компенсации ударных сил, высокие нагрузки на элементы двигателя при режиме разгона, который часто далек от оптимального. Все это приводит к преждевременному изнашиванию элементов трансмиссии и ее усложнению. Крутящий момент на входе муфты сцепления скалярно равен моменту на выходе. Нагрузка, связанная с его изменением при старте, ложится на коробку передач и двигатель, режим работы которого при разгоне только в небольшом диапазоне частоты вращения вала бывает оптимальным.

Для того чтобы при старте и разгоне транспортного средства радикально уменьшить работу трения в механизме сцепления, многократно увеличить крутящий момент в момент старта и обеспечить оптимальный режим работы двигателя, предлагается использовать механизм сцепления с несимметричным дифференциалом, частично блокируемым силовой муфтой скольжения с обгонной муфтой, соединяющей одно из плеч дифференциала с корпусом. Основное отличие данного механизма сцепления от традиционного состо-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 83)

Гораздо рациональнее в регионах, где нет централизованного энергоснабжения, установить турбовозы стационарно вдоль магистрали и питать от них контактную сеть, а через нее соответственно и легкие тяговые электроустановки модульных поездов! Такая схема энергоснабжения снимает жесткие конструктивные требования, предъявляемые к массе и скоростным режимам движения газотурбовоза, и в большей степени обеспечивает взрывобезопасность энергоустановки, так как она будет один раз перемещаться по железнодорожному пути с минимальной скоростью.

Автор надеется, что достаточно убедительно показал преимущества модульных железнодорожных составов перед составами с локомотивом. Для внедрения этой перспективной технологии необходимо обеспечить тесное сотрудничество различных специалистов, и в первую очередь, занимающихся электроприводами, управляющими и вычислительными системами (необходимо решить проблему управления и согласования работы электродвигателей тяговых вагонов), сопротивлением материалов, конструированием машин и механизмов, трибологией, экономикой.

Так как данный проект требует значительных материальных и трудовых ресурсов, он может быть реализован только в рамках государственного заказа.

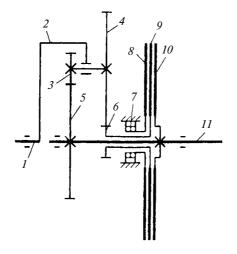
Статьи автора в периодических изданиях фрагментарно отражают новое научное направление, представленное в монографии [4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Александров И. К.** Определение потерь в механических трансмиссиях с учетом нагрузочных режимов // Техника в сельском хозяйстве. 1999. № 1. С. 20—24.
- 2. Александров И. К. Энергетическая неэффективность разветвленных кинематических цепей // Вестник машиностроения. 2010. № 4. С. 20—28.
- 3. **Александров И. К.** Определение потерь в кинематических парах и механических трансмиссиях на основе закона Амонтона—Кулона // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 8—15.
- 4. **Александров И. К.** Энергетический анализ механизмов и машин. Теоретическое и экспериментальное обоснование принципов исследования и определения энергетических потерь в механизмах и машинах: монография. Вологда: ВоГТУ, 2011. 244 с.
- 5. **Александров И. К.** Характерная методологическая ошибка при анализе фрикционных сил в паре трения // Механика машин механизмов и материалов. 2011. № 3. С. 59—63.

ит в том, что врашение передается не через фрикционную муфту, а через дифференциал, вход которого подключен к ведущему валу, а оба выхода — к ведомому валу: один выход соединен напрямую, а второй — через силовую муфту скольжения, например фрикционную. Эта муфта, которая фактически включена между выходами дифференциала, только плавно блокирует его работу, создавая условия для разгона ведомого вала. При полном блокировании работы дифференциала фрикционной муфтой весь механизм сцепления вращается как единое целое с валом. Если при разгоне в муфте имеет место проскальзывание, то происходит преобразование общего передаточного отношения механизма, состоящего из суммы передаточного отношения планетарного дифференциала и передаточного отношения от вращения всего механизма после начала разгона. Фрикционная муфта только создает условия для проскальзывания дифференциала, определяя темп разгона ведомого вала.

Выход дифференциала, который подключается к ведомому валу через фрикционную муфту, соединяется через силовую муфту скольжения и с обгонной муфтой, которая своей ответной частью соединена с корпусом, а, следовательно, может или вращаться только в ту же сторону, что и ведомый вал, или стопориться. При вращении ведущего вала оба выхода дифференциала, если есть нагрузка на ведомом валу, стремятся вращаться в разных направлениях. Но так как обгонная муфта препятствует вращению второго выхода в обратную сторону, то он останавливается, и дифференциал работает как редуктор с передаточным отношением, которое определяется параметрами зубчатых колес и может быть достаточно большим. При этом увеличивается передаточное отношение между входом и выходом механизма. Также пропорционально передаточному отношению увеличивается и крутящий момент на ведомом валу. В процессе разгона суммарное передаточное отношение уменьшается пропорционально уменьшению крутящего момента на ведомом валу. Когда обгонная муфта выходит из соединения с корпусом, крутящий момент на ведомом валу становится равным крутящему моменту на ведущем валу. Однако, если нагрузка на



Фрикционная муфта:

I — ведущий вал; 2 — водило; 3, 4 — сателлиты; 5, 6 — центральные зубчатые колеса; 7 — обгонная муфта; 8—10 — диски фрикционной муфты; 11 — ведомый вал

ведомом валу увеличивается и он затормаживается, то обгонная муфта предотвращает вращение второго выхода дифференциала в обратную сторону, "опираясь" через обгонную муфту на корпус, дифференциал превращается в редуктор с большим передаточным отношением, а крутящий момент на ведомом валу автоматически увеличивается.

На рисунке в качестве примера показан механизм сцепления с планетарным дифференциалом. Можно использовать любой другой дифференциальный механизм, например волновую передачу с промежуточными телами качения. Фрикционная муфта (см. рисунок) состоит из трех связанных силой трения дисков. Все три фрикционных диска до начала движения транспортного средства рассоединены. При этом вал привода не передает вращение на ведомый вал. Чтобы началось движение, все три фрикционных диска должны быть прижаты друг к другу. Диски 8 и 9 фрикционной муфты прижимаются с усилием, которое в процессе движения не допускает их проскальзывания. Диски 9 и 10 могут прижиматься с изменяющимся усилием, которое определяет ускорение ведомого вала. При этом ведущий вал 1 вращает водило 2, на котором расположены сателлиты 3 и 4, жестко соединенные между собой, но свободно вращающиеся на водиле. Сателлиты обкатываются по центральным зубчатым колесам 5 и 6 разного диаметра. Если

при этом есть нагрузка на валу, центральные зубчатые колеса стремятся к вращению в разные стороны: колесо 5 — в ту же сторону, что и ведущий вал, колесо 6 — в обратную сторону. Но этому препятствует обгонная муфта 7, которая допускает вращение зубчатого колеса 6 только в ту же сторону, в которую вращается и зубчатое колесо 5. Центральное зубчатое колесо 6 останавливается, и дифференциал работает как редуктор с большим передаточным отношением. В процессе разгона качение сателлитов по центральным зубчатым колесам замедляется, суммарное передаточное отношение дифференциала уменьшается, при этом уменьшается и крутящий момент на ведомом валу. После разгона весь механизм вращается как единое целое с ведомым валом и валом привода: сателлиты по центральным зубчатым колесам не обкатываются, фрикционная муфта не проскальзывает, передаточное отношение равно единице.

Несомненно, механизм сцепления данной конструкции усложняется, но при этом уменьшается работа трения во фрикционной муфте и, главное, многократно увеличивается крутящий момент на ведомом валу. В процессе разгона, особенно в начале, этот механизм в какой-то степени заменяет бесступенчатую автоматическую коробку передач.

Использование данного механизма в трансмиссии не только исключает недостатки современного механизма сцепления, но и обеспечивает постоянный наиболее выгодный режим работы двигателя при разгоне изменяющимся автоматически крутящим моментом. Для этого необходимо, чтобы сила прижатия дисков муфты была функцией частоты вращения вала двигателя. Здесь можно использовать любого вида регулятор: инерционный, электронный, гидравлический. На минимальной частоте вращения диски фрикционной муфты рассоединены, вращение вала двигателя на зубчатые колеса не передается. При увеличении частоты вращения диски соединяются, далее частота вращения вала двигателя регулируется силой их прижатия. Разгон выполняется на оптимальном режиме. Конструкция коробки передач значительно упрощается, что ведет к снижению стоимости транспортного средства.