ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

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)

6

2016

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А. Ю., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.,** д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **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, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(499)-269-52-98
Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:

107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(495)-661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.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 "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Морозов В. В., Жданов А. В., Костерин А. Б. — Синтез роликовинтовых механизмов по заданным критериям . . . 3

Филипенков А. Л. — Анализ геометрии и нагрузочной способности ЭЦ-зацепления . . . 7

Малыгин Е. Н., Карпушкин С. В., Глебов А. О., Карпов С. В. — Тепловой расчет плит гидравлических прессов с омическими нагревателями . . . 14

Елисеев В. В., Бахрами М. Р. — Оценка прочности подвеса робота-инспектора на проводе ЛЭП . . . 19

Уткин В. С. — Определение остаточной несущей способности и надежности несущих элементов технологических машин с использованием теории свидетельств Демпстера—Шефера . . . 22

Полетаев В. А., Цветков Е. В. — Проектирование технологических процессов автоматизированной обработки лопаток турбин . . . 27

Рызванович А. Я., Генералов В. А., Капралов В. В. — Вибрационная обработка с крутильными колебаниями шпинделя . . . 31

Бердник А. Н. — Оптимизация систем выпуска двигателя 8ЧН 18/22 . . . 35

Манжула К. П., Шлепетинский А. Ю. — Концентрация напряжений и деформаций в непроварах сварных соединений . . . 43

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Седакова Е. Б., Козырев Ю. П. — Распределение теплоты в паре трения политетрафторэтилен—сталь . . . 47

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Жарков В. А. — Испытания материалов. Классификация и теория . . . 51

Букатый А. С. — Конечно-элементное моделирование и исследование остаточных напряжений и деформаций деталей после дробеструйного упрочнения . . . 58

Гадалов В. Н., Гвоздев А. Е., Романенко Д. Н., Ворначева И. В., Ковалев С. В. — Применение износостойких минералокерамических и твердосплавных инденторов для повышения надежности и качества деталей . . . 63

Кремлева Л. В., Малыгин В. И., Лобанов Н. В. — Динамическая устойчивость ленточнопильных станков . . . 67

Проблемы теории и практики резания материалов

Петухов Г. Д., Макаров В. Ф. — Расчет режимов резания при проектировании протяжного инструмента и исследование влияния режимов резания и геометрии протяжек на стружкообразование . . . 73

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Аракчеев Е. Н., Брунман В. Е., Брунман М. В., Волков А. Н., Дьяченко В. А., Кочетков А. В., Петкова А. П. — Комплексный автоматизированный агрегат по производству реагентов для обработки воды и стоков . . . 77

Столбов М. С., Эфрос В. В. — Анализ и аналитическое описание идеального термотропного цикла ДВС . . . 82

Дударев А. С. — Комплекс для исследования осевого режущего инструмента . . . 86

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Morozov V. V., Zhdanov A. V., Kosterin A. B. — Synthesis of roller screw mechanisms on specified criteria

Filipenkov A. L. — Analysis of geometry and load-carrying ability of EC-gear

Malygin E. N., Karpushkin S. V., Glebov A. O., Karpov S. V. — Heat analysis of plates of hydraulic presses with ohmic heaters

Eliseev V. V., Bakhrami M. R. — Strength assessment of inspector robot suspension on wire pf power transmission line

Utkin V. S. — Determination of residual load-carrying ability and reliability of strength elements of technological machines using Dempster—Shafer evidence theory

Poletaev V. A., Tsvetkov E. V. — Design of manufacturing processes of computer-aided processing of turbine blades

Ryzvanovich A. Ya., Generalov V. A., Kapralov V. V. — Vibrational processing with torsional oscillations of spindle

Berdnik A. N. — Optimization of exhaust systems of "8ЧН 18/22" engine

Manzhula K. P., Shlepetinskiy A. Yu. — Concentration of stresses and deformation in nonpenetrations of welded joints

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Sedakova E. B., Kozyrev Yu. P. — Heat distribution in polytetrafluorethylene—steel friction pair

MANUFACTURING ENGINEERING

Zharkov V. A. — Testing of materials. Classification and theory

Bukatyi' A. S. — Finite element modeling and research of residual stresses and deformations of parts after shot peening

Gadalov V. N., Gvozdev A. E., Romanenko D. N., Vornacheva I. V., Kovalev S. V. — Application of wear resistant mineral ceramic and hard alloy indenters to improve the reliability and quality of parts

Kremleva L. V., Malygin V. I., Lobanov N. V. — Dynamic stability of bandsaw machines

Problems of theory and practice of materials cutting

Petukhov G. D., Makarov V. F. — Analysis of cutting modes at design of drawing tools and research of influence of cutting modes and drawing geometry onchip formation

TECHNICAL INFORMATION

Arakcheev E. N., Brunman V. E., Brunman M. V., Volkov A. N., D'yachenko V. A., Kochetkov A. V., Petkova A. P. — Complex automated aggregate for production of reagents for cleaning of water and kennels

Stolbov M. S., Efros V. V. — Analysis and analytical description of ideal termotropic cycle of ICE

Dudarev A. S. — Complex for research of axial cutting tools

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 25.03.2016. Подписано в печать 19.05.2016.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2016

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 62-231.1.001.573

В. В. МОРОЗОВ, д-р техн. наук, А. В. ЖДАНОВ, канд. техн. наук, А. Б. КОСТЕРИН (Владимирский ГУ),
e-mail: vvm@vlsu.ru

Синтез роликовинтовых механизмов по заданным критериям

Решена задача синтеза зубчато-винтовых передач для требуемого значения кинематической передаточной функции. Рассмотрены основы теории, классификации и методов проектирования зубчато-винтовых передач.

Ключевые слова: роликовинтовой механизм, зубчато-винтовой механизм, синтез, кинематическая передаточная функция.

The problem of synthesis of tooth-screw gears for the required value of kinematic transfer function is solved. The fundamentals of the theory, classification and design methods of tooth-screw gears are considered.

Keywords: roller screw mechanism, tooth-screw mechanism, synthesis, kinematic transfer function.

Роликовинтовые механизмы (РВМ) представляют собой особый вид планетарных зубчато-винтовых передач, преобразующих вращение в поступательное перемещение, а именно — трехзвенные цилиндрические планетарные зубчато-винтовые передачи, у которых условная ось вращения ведомого звена удалена в бесконечность (рис. 1). Основы теории, классификации и методов проектирования РВМ опубликованы в работах [1—6].

Роликовинтовые механизмы — высокоточные передачи, предназначенные для использования в условиях больших и средних нагрузок при высокой надежности и большом ресурсе. Использование РВМ обеспечивает:

повышение нагрузочной способности в результате передачи мощности несколькими потоками с распределением нагрузки между сателлитами;

получение большой редукции в одной ступени;

пониженную виброактивность в силу плавности винтового зацепления;

уменьшение нагрузки на корпус и опоры благодаря замыканию сил в планетарном механизме и использованию шевронных зацеплений;

надежное самоторможение в обратном ходе при короткой кинематической цепи.

РВМ различают по следующим признакам: какое из зацеплений роликов (с гайкой или винтом) является рабочим (т. е. где происходит поступательное движение), а какое — опорным; какое из звеньев РВМ (винт или гайка) является входным (ведущим), а какое — выходным (ведомым); каково отношение углов подъема к углам направлений нарезок винта, роликов и гайки, определяющее тип зацепления звеньев в торцевом сечении (дополюсное, заполюсное, внутреннее зацепление).

Тип зацепления звеньев определяется отношением угла λ_q наклона рабочего звена (q — номер рабочего звена: $q = 1$ для рабочего винта и $q = 3$ для рабочей гайки) и угла λ_2 ролика:

$|\lambda_q| < |\lambda_2|$ — при противоположных направлениях нарезок для $q = 1$ и при одинаковых направлениях для $q = 3$;

$|\lambda_q| > |\lambda_2|$ — при противоположных направлениях нарезок для $q = 1$ и при одинаковых направлениях для $q = 3$;

$|\lambda_q| = |\lambda_2|$ — при одинаковых направлениях нарезок для $q = 1$ и при противоположных направлениях для $q = 3$.

На рис. 2 приведена диаграмма расположения групп РВМ для $q = 1$ на плоскости состояний $\{z_1; k\}$, где z_1 — число заходов винта, $k = d_1/d_2$ — отношение диаметра винта к диаметру ролика. Группы 1 и 3 граничат друг с другом по оси k ординат ($z_1 = 0$) (подгруппа 1а — кольцевые ролики), а группы 1 и 2 — по биссектрисе левого квадранта ($z_1 = -k$) (подгруппа 1б — подшипник). Важным

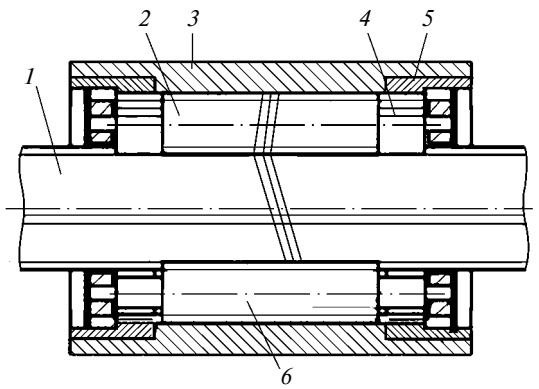


Рис. 1. Роликовинтовой механизм:
1 — винт; *2* — ролик; *3* — гайка; *4* — зубчатый венец; *5* — сепаратор

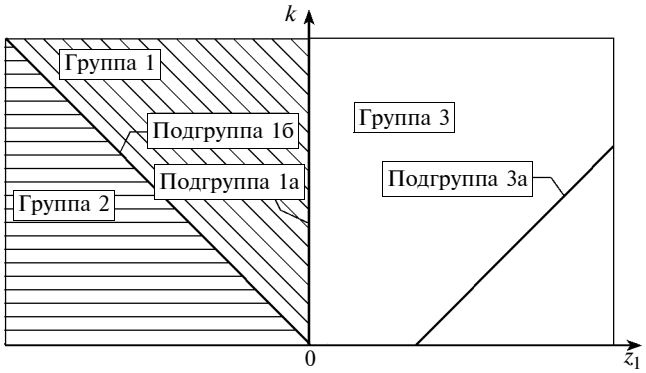


Рис. 2. Диаграмма расположения групп РВМ для $q = 1$

частным случаем РВМ группы 3 является случай с $z_1 = z_3$, т. е. РВМ подгруппы 3а. К этой подгруппе относятся РВМ, представленные в работах: [1] — роликовинтовая передача с равнозаходной резьбой; [4] — роликовинтовая передача винт—гайка; [7] — планетарная передача винт—гайка качения; [8] — роликовинтовая передача; [9] — roller screw. Для краткости РВМ группы 3а будем называть роликовинтовыми передачами (РВП).

Предложенная геометрическая интерпретация известной ранее классификации РВМ позволяет наглядно оценить значительность (с теоретико-множественной точки зрения) той или иной группы и показать место частных случаев (подгрупп) как границ множеств разных групп. В частности, самый известный и распространенный в практике случай (подгруппа 3а) представляет собой довольно узкий класс РВМ. Диаграмма также демонстрирует актуальность практического применения РВМ за пределами РВП, что позволяет значительно расширить как множество вариантов (схем) механизмов, так и область их применения.

Однако проектирование РВМ, отличных от РВП, долгое время сдерживалось принципиальным различием их кинематических и динамических свойств, обусловленных характером передачи движения [4]: РВП — это передачи зацеплением, тогда как остальные РВМ — это фрикционные роликовинтовые механизмы (ФРВМ). Надежные методики проектирования ФРВМ появились после публикаций работ [4, 5], в которых наряду с систематическим изложением методов кинематического и силового расчета ФРВМ были предложены критерии фрикционной стабильности кинематической передаточной функции (КПФ).

КПФ для РВМ всех групп вычисляется по формуле [5]:

$$S_q = P_X z_q \frac{\sin\delta \sin[\kappa + (2-q)\alpha_q]}{\cos\alpha_q \cos(\kappa - \delta)} = 2\pi r_q \mathrm{tg}\gamma \frac{\sin\delta \sin[\kappa + (2-q)\alpha_q]}{\cos(\kappa - \delta)}, \quad (1)$$

где q — номер рабочего звена; P_X — осевой шаг; δ — угол отклонения проекции силы трения от перпендикуляра к нормали; k — угол отклонения линии, соединяющей точки контакта звеньев РВМ, от линии, соединяющей оси звеньев в торцевой плоскости; α_q — торцевой угол зацепления; r_q — средний радиус рабочего звена; γ — угол наклона нормали в точке контакта.

Кинематическая передаточная функция РВП определяется выражением

$$S_q = P_X z_q.$$

При РВМ, не являющейся передачей зацеплением, возникает вопрос о существовании фрикционной связи в рабочем сопряжении, достаточной для передачи движения. Достаточность сцепления определяется углом δ отклонения проекции силы трения от перпендикуляра к нормали: чем ближе угол δ к 90°, тем сильнее кинематическая связь между рабочими звеньями.

Угол отклонения проекции силы трения определяется как:

$$\delta = \mathrm{arctg}\left(\mathrm{tg}\kappa \frac{\Delta_{\text{сц}}}{1 - A\frac{\mathrm{tg}\kappa}{|\mathrm{tg}\kappa|}\sqrt{\Delta_{\text{сц}} + \cos^2\gamma \mathrm{ctg}^2\kappa}}\right),$$

где $\Delta_{\text{сц}} = 1 - A^2\cos^2\gamma\mathrm{ctg}^2\kappa$ — показатель сцепления; $A = \frac{1}{f}\mathrm{tg}\gamma\cos\alpha_X$ — фрикционный параметр (f — коэффициент силы трения в зацеплении, α_X — половина угла профиля резьбы).

Фрикционная связь существует при выполнении условия достаточности сцепления (положительности показателя сцепления):

$$\Delta_{\text{сц}} = 1 - A^2\cos^2\gamma\mathrm{ctg}^2\kappa > 0. \quad (2)$$

Условие (2) эквивалентно неравенству $0 < \delta < \pi$, которое определяет область существования фрикционных РВМ. Максимальное значение показателя сцепления $\Delta_{\text{сц}} = 1$ достигается для РВП, а для ФРВМ всегда $\Delta_{\text{сц}} < 1$.

Формулу (1) можно привести к виду, более удобному для исследования фрикционной связи:

$$S_q = \frac{\Delta_{\text{сц}}\left(P_X z_q + (1-q)\mathrm{ctg}\kappa\sqrt{(2\pi r_q \mathrm{tg}\gamma)^2 - (P_X z_q)^2}\right)}{\Delta_{\text{сц}} + \mathrm{ctg}^2\kappa + A|\mathrm{tg}\kappa|\sqrt{\Delta_{\text{сц}} + \cos^2\gamma\mathrm{ctg}^2\kappa}}. \quad (3)$$

В числитель формулы (3) входит показатель сцепления $\Delta_{\text{сц}}$, положительность которого представляет собой условие (2) достаточности сцепления. При нарушении этого условия КПФ равна нулю.

Показателем фрикционной стабильности 1-го рода называется отношение КПФ исследуемого

ФРВМ к КПФ в случае идеальной фрикционной связи:

$$\Delta_f = \frac{S_q}{\lim\limits_{A \to 0} S_q} = \frac{\Delta_{\text{сц}}(1 + \text{ctg}^2\kappa)}{\Delta_{\text{сц}} + \text{ctg}^2\kappa + A|\text{tg}\kappa|\sqrt{\Delta_{\text{сц}} + \cos^2\gamma\text{ctg}^2\kappa}} =$$

$$= \frac{\sin\delta}{\sin\kappa\cos(\kappa - \delta)}.$$

Показатель фрикционной стабильности 1-го рода имеет следующие характерные значения:

для РВП показатель $\Delta_1 = 1$; для всех ФРВМ имеем $0 \le \Delta_f < 1$;

для ФРВМ вне области сцепления $\Delta_f = 0$;

для всех ФРВМ показатель Δ_f монотонно изменяется в зависимости от коэффициента трения: при $f = 0$ имеем $\Delta_f = 0$; при $f \to \infty$ показатель $\Delta_f \to 1$.

Характерные значения показателя Δ_f позволяют сформулировать понятие фрикционно стабильных РВМ: будем называть роликовинтовой механизм фрикционно стабильным, если для него выполняется условие

$$\Delta_f \ge 0{,}95. \qquad (4)$$

На рис. 3 приведены графики кинематической передаточной функции, иллюстрирующие ее изменение при нарушении фрикционной стабильности ФРВМ (участки резкого изменения кривой *2*). В зоне фрикционной стабильности КПФ изменяется почти линейно, что позволяет применять линейное приближение для КПФ, причем показатель $\varepsilon = 1 - \Delta_f$ характеризует относительную ошибку приближения. Линейное приближение имеет вид:

$$S_L = P_X\left(\frac{z_1 + z_3}{2} + \frac{1}{k+1}\frac{z_1 - z_3}{2}\right).$$

На рис. 4 приведены зависимости показателя фрикционной стабильности от коэффициента f трения для РВМ с опорной гайкой для разных чисел z_1 заходов винта. Горизонтальная прямая $\Delta_{3a} = 1$ соответствует РВП ($z_1 = 4$).

Согласно рис. 4 чем дальше механизм отстоит от РВП, тем при большем коэффициенте трения нарушается его стабильность. С другой стороны, кривые пересекают порог $\Delta_f = 0{,}95$ с разным наклоном. Так, механизмы с пологими характеристиками (кривые *3* и *4*) могут успешно функционировать вблизи назначенного порога, а механизм с характеристикой *1* имеет участок срыва, когда малые флуктуации коэффициента трения ведут к заметным колебаниям КПФ.

Отмеченное обстоятельство указывает на недостаточность использования одного показателя (4) в качестве единственной меры фрикционной стабильности и на необходимость введения дополнительного показателя, учитывающего скорость изменения КПФ при изменении коэффициента трения.

В качестве второго показателя (показателя фрикционной стабильности 2-го рода) естественно выбрать тангенс угла наклона характеристики:

$$\Delta'_f = \frac{\mathrm{d}\Delta_f(f)}{\mathrm{d}f}.$$

Тогда критерий фрикционной стабильности 2-го рода получим в виде:

$$\Delta'_f \le K. \qquad (5)$$

Физический смысл критерия (5) состоит в том, что стабильными механизмами считаются те, которые малочувствительны к колебаниям коэффициента трения. Допустимая амплитуда реакции на эти колебания регулируется коэффициентом усиления K. Например, при $K = 1$ стабильными считаются те механизмы, для которых при изменении коэффициента трения на 3 % изменение Δ_f также не превышает 3 %.

Задача синтеза фрикционно стабильных РВМ с требуемой КПФ решается в следующей постановке.

Пусть $A = Z_{1,3} \times Z_2 \times P_X \times D_1 \times K$ — пространство параметров РВМ, представляющее собой декартово произведение дискретных множеств допустимых значений геометрических параметров механизма с учетом ограничений и связей, накладываемых схемой (опорный винт или опорная гайка) и условиями сборки: Z_q — множество значений числа заходов на рабочем звене; Z_2 — множество значений числа заходов на ролике; P_X — множество значений осевого шага; D_1 — множество значений диаметра винта; K — множество значений отношения диаметров винта и ролика. Связи, накладываемые схемой и условиями сборки, представляют собой тернарное отношение на множестве $Z_q \times Z_2 \times K$:

$$\frac{Z_q + (q-2)(k+3-q)Z_2}{m} = n \in \mathbb{Z};$$

$$z_q \in Z_q; \quad z_2 \in Z_2; \quad k \in K; \quad m \ge 3,$$

где $n \in \mathbb{Z}$ — целое число; m — (допустимое) число роликов, ограниченное в свою очередь условием соседства (для РВП число роликов подчиняется только условию соседства).

Требуется найти набор параметров $\alpha \in A$, обеспечивающий минимальную ошибку:

$$|S_q(\alpha) - S_0| \to \min$$

с фрикционной стабильностью не ниже заданной:

$$\Delta_f(\alpha) \ge \Delta_0,$$

где S_0 — требуемое значение КПФ; Δ_0 — пороговое значение показателя фрикционной стабильности.

Поскольку параметры при $z_2 \ne 0$ принимают дискретные значения, и число этих значений конечно, то задача решается методом полного пере-

бора по представленному ниже алгоритму (случай с кольцевыми роликами реализован отдельно).

Для каждого возможного варианта $\alpha \in A$ сначала проверяется реализуемость (соответствие всем ограничениям), затем вычисляется КПФ $S_q(\alpha)$, показатель стабильности $\Delta_f(\alpha)$ и ошибка $\varepsilon(\alpha) = |S_q(\alpha) - S_0|$. Если полученная ошибка меньше ранее вычисленной и выполняется условие (2), то этот вариант запоминается. Если ошибка совпадает с ранее найденной, то выбирается вариант с бóльшим значением показателя. Если и значения показателя одинаковы, то предпочтение отдается варианту с меньшими габаритными размерами.

Кроме того, при прочих равных условиях предпочтительным вариантом считается вариант с меньшим углом подъема (точнее, с меньшим отношением P_X/d_q). Это условие устраняет неоднозначность для передач типа РВП. Заметим, что для ФРВМ это условие выполняется автоматически, как только алгоритм выбирает вариант с бóльшим значением показателя.

Таким образом, последний запомненный вариант и будет оптимальным по критерию (4). Выходным значением является массив параметров, который позволяет однозначно синтезировать РВМ: числа z заходов резьбы винта, ролика и гайки; диаметры d винта, ролика и гайки; отношение k диаметра винта к диаметру ролика; осевой шаг P_X; набор возможных чисел роликов (m_1, m_2, ..., m_M). Процедура также выдает получаемое значение КПФ (очевидно, что далеко не всегда можно обеспечить точное значение S_0), показатель Δ_f стабильности и линейное приближение S_L для КПФ.

Заметим, что число выходных параметров несколько избыточно, поскольку часть из них функционально связана с другими. Это сделано сознательно, чтобы избавить пользователя от расчета зависимых параметров.

Входными данными программы синтеза являются четыре параметра: S_0 — требуемое значение КПФ; Δ_0 — пороговое значение показателя фрикционной стабильности; m — число роликов; q — номер рабочего сопряжения. В программе вручную задается минимальное число роликов, так как зачастую требуется спроектировать механизм с заведомо большим числом роликов (например, чтобы уменьшить влияние кинематической погрешности или добиться более равномерного распределения нагрузки). Параметр S_0 является обязательным, остальные три — опциональными: если они не заданы, система присваивает значения по умолчанию ($\Delta_0 = 0{,}95$; $m = 3$; $q = 1$).

Алгоритм существенно использует условие $z_2 \neq 0$, например, при выборе шага дискретизации Δk. Поэтому программа синтеза РВМ для кольцевых роликов реализована отдельно. На первый взгляд ничто не мешает оформить случай с кольцевыми роликами в виде процедуры, которую можно

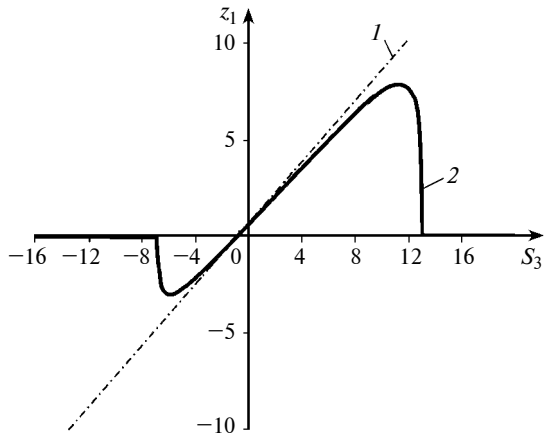


Рис. 3. Зависимости КПФ S_3 от числа z_1 заходов винта для опорного сопряжения ролик—гайка:
1 — линейная; *2* — соответствующая формуле (3)

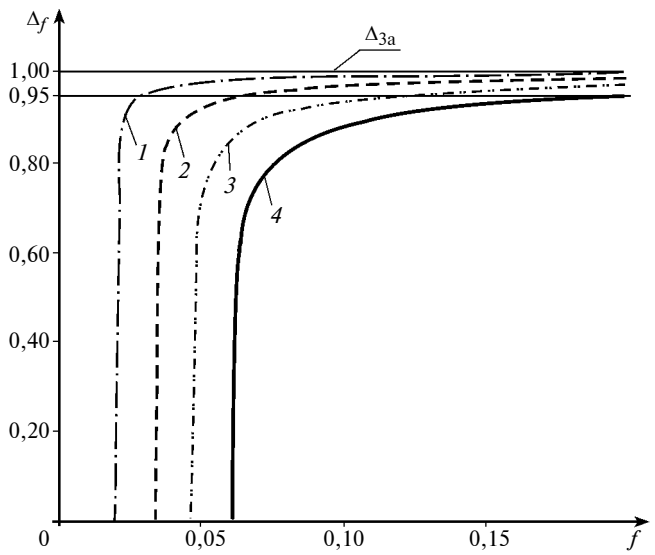


Рис. 4. Зависимости показателя Δ_f от коэффициента трения f при z_1 = 1 (*1*); −1 (*2*); −3 (*3*); −5 (*4*)

включить в общую программу синтеза. Однако с практической точки зрения это не всегда оправдано: программа генерирует оптимальную геометрию РВМ по описанной выше последовательности и РВМ с $z_2 = 0$ редко будет оптимальным. С технологической же точки зрения очевидно, что изготовить такую передачу гораздо проще в ряде случаев, особенно при проектировании малогабаритных передач, когда технологический фактор является решающим.

Итак, задача синтеза решается следующим образом. Для требуемого значения КПФ последовательно рассчитываются четыре случая:

1) $z_2 \neq 0$, рабочий винт;
2) $z_2 \neq 0$, рабочая гайка;
3) $z_2 = 0$, рабочий винт;
4) $z_2 = 0$, рабочая гайка.

УДК 621.83.053.7

А. Л. ФИЛИПЕНКОВ, д-р техн. наук (БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д. Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург),
e-mail: kdm454@mail.ru

Анализ геометрии и нагрузочной способности ЭЦ-зацепления

Выполнен анализ геометрии и несущей способности ЭЦ-зацепления. Показано, что геометрический расчет данного зацепления является вариантом расчета эпициклоидально-цевочного зацепления. Приведены расчеты удельных нагрузок и номинальных контактных напряжений. Показано, что нагрузочная способность ЭЦ-зацепления значительно ниже, чем у эвольвентной передачи.

Ключевые слова: ЭЦ-зацепление, циклоидально-цевочное зацепление, расчет, удельная нагрузка, контактные напряжения.

The analysis of the geometry and load-carrying ability of the EC-gear is performed. It is shown, that geometric analysis of the subject gear is a variation of epicycloid-lantern gear analysis. The analyses of unit loads of nominal contact stresses are given. It is shown, that load-carrying capacity of the EC-gear is significantly lower than those of the involute gear.

Keywords: EC-gear, cycloid-lantern gear, analysis, unit load, contact stresses.

Для минимизации потерь на трение и снижения габаритных размеров зубчатых передач в последнее время предлагается использовать эксцентриково-циклоидальное зацепление (ЭЦ-зацепление) с регламентированной локализацией контакта в полюсе зацепления [1]. В информационных материалах (см. сайт: http://ec-gearing.ru) утверждается, что наличие точечного контакта при использовании ЭЦ-зацепления не только обеспечивает повышение КПД до 99,99 %, но и позволяет уменьшить в 2 раза габаритные размеры зубчатых колес с ЭЦ-зацеплением по сравнению с эвольвентной зубчатой парой.

Очевидно, что локализация контакта в полюсе зацепления с целью повышения КПД приводит к резкому увеличению контактных напряжений, а уменьшение габаритных размеров в 2 раза возможно только при условии, что контактные напряжения в ЭЦ-зацеплении ниже, чем в эвольвентной передаче, в 2,83 раза. Вопрос состоит в том, возможна ли зубчатая передача с такой комбинацией свойств.

При фиксированной нагрузке снижение контактных напряжений достигается увеличением приведенного радиуса кривизны и/или суммарной длины линий контакта. Заметим, что в соответствии с фундаментальной формулой Эйлера—Савари приведенный радиус кривизны в полюсе зацепления как у эвольвентного, так и у других видов плоских зацеплений с внешним касанием определяется одним и тем же выражением

$$\rho_{\text{пр}.w} = ru\cos\gamma/(u + 1), \qquad (1)$$

где r — радиус начальной окружности шестерни; u — передаточное число; γ — угол между направлением нормали в полюсе зацепления и линией центров.

Из формулы (1) следует, что в околополюсной зоне, где, как правило, появляются начальные признаки усталостного выкрашивания, плоские зацепления всех видов имеют в первом приближении сопоставимые значения приведенных радиусов кривизны.

Активное рекламирование ЭЦ-зацепления в публикациях, на сайтах и в виде информационных материалов повышает интерес к нему. Вместе с тем

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

Окончательный выбор из полученных четырех результатов синтеза осуществляет пользователь, исходя из конструктивных, технологических или иных критериальных соображений. При необходимости проводится пересчет с более узким или более широким диапазоном параметров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Проектирование** винтовых механизмов / Д. В. Бушенин, В. В. Морозов, С. П. Носатов и др. Владимир: ВСНТО, 1982. 54 с.

2. **Панюхин В. И., Морозов В. В.** Передаточные функции роликовых планетарных передач винт—гайка // Изв. вузов. Машиностроение. 1988. № 5. С. 31—36.

3. **Панюхин В. И., Морозов В. В.** КПД и условия самоторможения роликовинтовых передач // Изв. вузов. Машиностроение. 1989. № 2. С. 38—42.

4. **Морозов В. В., Панюхин В. И., Панюхин В. В.** Зубчато-винтовые передачи для преобразования вращательного движения в поступательное. Владимир: ВлГУ, 2000. 160 с.

5. **Морозов В. В., Панюхин В. И., Панюхин В. В.** Механические передачи: КПД и самоторможение. Владимир: ВлГУ, 2009. 169 с.

6. **Морозов В. В.** РВМ. Кинематические характеристики. Владимир: ВлГУ, 2005. 77 с.

7. **Марголин Л. В.** Планетарная передача винт—гайка качения с резьбовыми роликами // Станки и инструмент. 1970. № 1. С. 42, 43.

8. **Козырев В. В.** Конструкции роликовинтовых передач и методика их проектирования: Учебное пособие. Владимир: ВлГУ, 2004. 102 с.

9. **SKF** Roller screws: catalogue. SKF Group, 2014. 140 p. (PUB MT/P1 14489 EN — April 2014).

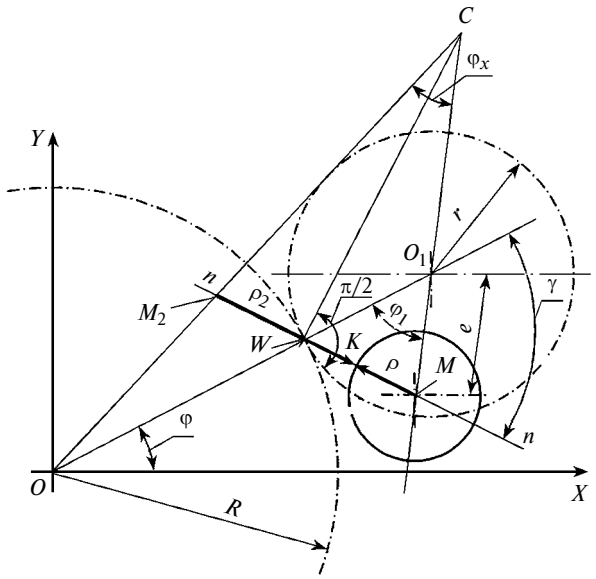


Рис. 1. Расчетная схема профиля зубьев колеса

противоречивость рекламируемых свойств этого зацепления и невозможность кардинального повышения его несущей способности по сравнению с эвольвентным зацеплением очевидны далеко не всем. Поэтому поставлена задача проанализировать геометрию и определить порядок номинальных контактных напряжений зубчатой пары ЭЦ-зацепления. В качестве примера рассмотрим передачу, которая спроектирована в ЗАО "Технология маркет" (г. Томск); ее параметры:

передаточное число $u = z_2/z_1 = 29/4 = 7{,}25$;

межосевое расстояние $a_w = 102{,}5$ мм;

радиус эксцентрика $\rho = 5{,}273$ мм;

эксцентриситет $e = 11{,}257$ мм;

угол наклона линии зубьев $\beta = 29{,}14°$;

расчетная ширина зубчатого венца $b_w = 47$ мм;

угол зацепления в полюсе для торцевого сечения $\alpha_t = \arccos[e(u + 1)/a_w] = 25{,}03°$.

Согласно пояснительным материалам ЗАО "Технология маркет" методика прочностного расчета ЭЦ-зацепления находится на этапе разработки. Поэтому при анализе геометрии ЭЦ-зацепления использована справочная литература, удельные нагрузки рассчитаны на основании методов строительной механики, номинальные контактные напряжения вычислены по формуле Герца. Результаты расчета ЭЦ-зацепления сопоставлены с расчетными параметрами эвольвентной передачи.

ЭЦ-зацепление представляет собой "зацепление колес с криволинейными зубьями, меньшее из которых имеет один или несколько зубьев, профили которых в торцевых сечениях очерчены дугами эксцентрично смещенных окружностей, а зубья большого колеса в тех же сечениях очерчены участками циклоидальных кривых" [1]. Этому определению соответствует схема обкатывания шестерни с радиусом r начальной окружности по начальной окружности зубчатого колеса радиусом R (рис. 1). Боковые профили зубьев шестерни заданы окружностями радиусом ρ, центры M которых расположены на расстоянии e от горизонтальной оси шестерни с центром O_1. При обкатывании окружности радиусом r по неподвижной окружности радиусом R точка M описывает кривую, которая представляет собой укороченную эпициклоиду [2]. Окружность радиусом r называют производящей, а окружность радиусом R — направляющей [3, 4].

В учебной литературе [3, 4] схема, представленная на рис. 1, рассматривается как вариант циклоидального зацепления, называемый циклоидально-цевочным или цевочным. Окружности радиусом ρ представляют собой профиль цевки, а профили зубьев на парном колесе являются эквидистантой циклоиды. Следовательно, ЭЦ-зацепление — не новый вид зацепления, а технологический вариант эпициклоидально-цевочного зацепления, в котором цевка заменена зубьями, профили которых в торцевых сечениях очерчены дугами эксцентрично смещенных окружностей. Неудачным для данного зацепления представляется также название "эксцентриково-циклоидальное зацепление" [1], так как в нем фактически отсутствует эксцентрик.

Координаты укороченной эпициклоиды, представляющей профиль зубьев колеса, в соответствии с рис. 1, можно определить по параметрическому углу φ (или φ_1):

$$x_э = (R + r)\cos\varphi - e\cos(\varphi + \varphi_1);$$

$$y_э = (R + r)\sin\varphi - e\sin(\varphi + \varphi_1),$$

где $\varphi_1 = \varphi R/r$ — угол поворота окружности радиуса r относительно линии O_1O центров зацепления.

На рис. 1 начальная точка эпициклоиды располагается на оси X. Нормалью к эпициклоиде в точке M является линия WM, где W — точка касания производящей и направляющей окружностей.

Радиус кривизны эпициклоиды вычисляем по формуле [2]

$$\rho_э = \frac{(R+r)\sqrt{(r^2 + e^2 - 2er\cos\varphi_1)^3}}{r^3 + e^2(R+r) - er(R+2r)\cos\varphi_1}.$$

Отрицательное значение радиуса кривизны соответствует положению центра кривизны с внешней стороны эпициклоиды. Координата φ_1^* точки перегиба эпициклоиды соответствует значению $\rho_э \to \infty$ и составляет

$$\varphi_1^* = \arccos\frac{r^3 + e^2(R+r)}{er(R+2r)}.$$

Переходя к определению координат зубьев колеса, заметим, что точка W — это полюс зацепления. Точка K касания сопряженных профилей зубьев при изменении параметрического угла φ (или φ_1) описывает профиль зубьев колеса в системе ко-

ординат XY, связанной с колесом. При этом обеспечивается основной закон зацепления, так как общая нормаль $n—n$ к сопряженным профилям зубьев в точке K проходит через полюс W. Из треугольника WMO_1 определим длину отрезка WM нормали:

$$WM = \sqrt{r^2 + e^2 - 2re\cos\varphi_1}.$$

Профиль зуба колеса представляет собой эквидистанту относительно укороченной эпициклоиды. Согласно рис. 1 координаты точек профиля зуба определяются выражениями:

$$x = R\cos\varphi + (WM - \rho)\cos(\varphi - \gamma);$$

$$y = R\sin\varphi - (WM - \rho)\sin(\varphi - \gamma),$$

где $\gamma = \arcsin(e\sin\varphi_1/WM)$ — угол между направлением нормали к профилям зубьев и линией OO_1 центров.

Начальная точка профиля зуба соответствует нулевым значениям углов φ, φ_1, γ и располагается на оси X на наименьшем расстоянии от центра O направляющей окружности.

Для вычисления радиуса кривизны зуба колеса можно использовать уравнение Эйлера—Савари, связывающее отрезки WM и WM_2 от полюса до центров кривизны сопряженных профилей в точке их касания, радиусы r и R начальных окружностей и угол γ между нормалью $n—n$ к профилям в точке их касания и линией OO_1 центров. Для колес с внешним зацеплением уравнение Эйлера—Савари имеет вид:

$$(1/WM \pm 1/WM_2)\cos\gamma = 1/r + 1/R, \qquad (2)$$

где знак "+" принимают при внешнем касании профилей, а знак "−" — при внутреннем.

Из уравнения (2) при известном размере отрезка WM определим:

$$WM_2 = 1/[(1/r + 1/R)/\cos\gamma - 1/WM].$$

При заданном радиусе ρ кривизны зуба шестерни радиус кривизны зуба колеса $\rho_2 = WM + WM_2 - \rho$.

Положительное значение радиуса ρ_2 соответствует внешнему контакту (см. рис. 1), отрицательное — внутреннему контакту выпуклой поверхности зуба шестерни и вогнутой поверхности зуба колеса. Такой контакт имеет место в ЭЦ-зацеплении на ножках зубьев колеса вплоть до точки перегиба.

Заметим, что радиус кривизны эквидистанты укороченной эвольвенты можно вычислить как разность радиусов кривизны эпициклоиды и радиуса ρ: $\rho_2 = \rho_э - \rho$.

Результаты вычисления координат x и y активного профиля зубьев приведены на рис. 2. Активный профиль *1* ограничен снизу (точка *8*) окружностью *7* вершин зубьев шестерни, а сверху (точка *10*) окружностью *4* вершин зубьев колеса.

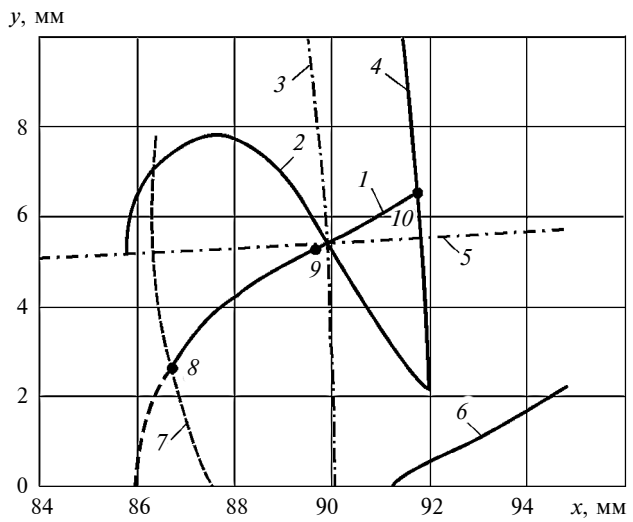


Рис. 2. Расчетные линия активного профиля зуба колеса ЭЦ-зацепления (*1*) и линия зацепления (*2*):

3 — начальная окружность; *4* и *7* — окружности вершин зубчатого колеса и шестерни; *5* — линия центров; *6* — укороченная эпициклоида; *8* и *10* — нижняя и верхняя точки активного профиля; *9* — точка его перегиба

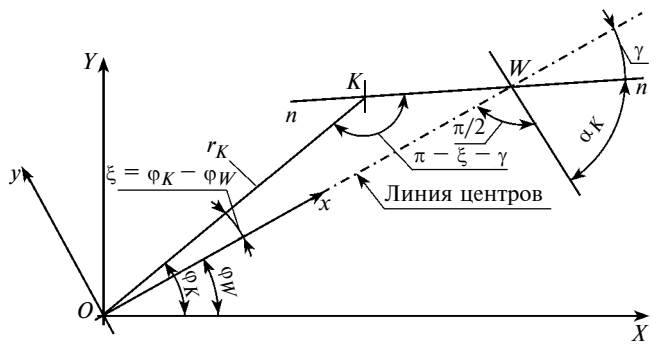


Рис. 3. Схема для определения координат линии зацепления

Приведенный радиус кривизны в торцевом сечении составляет $\rho_{пр.t} = 1/(1/\rho + 1/\rho_2)$.

При расчете контактных напряжений учитывается приведенный радиус кривизны в нормальном сечении: $\rho_{пр.n} = \rho_{пр.t}/\cos\beta_K$, где β_K — угол наклона винтовой линии зуба в точке K контакта.

Линия зацепления представляет собой траекторию точки касания сопряженных профилей зубьев, которая описывается в системе координат, связанной с осями зубчатых колес. Для определения линии зацепления рассмотрим параметры треугольника OKW (рис. 3). При вычислении координат линии зацепления задаем радиус r_K и, зная угол γ контакта, определяем угол $\xi = \varphi_K - \varphi_W = \arcsin(R\sin\gamma/r_K) - \gamma$.

Координаты точек линии зацепления в системе координат xy, связанной с осями зубчатых колес, составляют:

$$x = r_K\cos\xi; \quad y = r_K\sin\xi.$$

Координаты точек линии зацепления в системе координат XY, повернутой на угол φ_W относительно линии центров, имеют вид:

$$X = r_K \cos\varphi_K = r_K \cos(\varphi_W + \xi);$$

$$Y = r_K \sin\varphi_K = r_K \sin(\varphi_W + \xi).$$

Важными показателями качества передачи являются коэффициенты торцевого и осевого перекрытия. Угол, на который поворачивается зубчатое колесо при перемещении точки касания из одного крайнего положения в другое, называется торцевым углом перекрытия. Согласно вычислениям этот угол для зубчатого колеса составляет $\varphi_{п2} = \varphi_{max} - \varphi_{min} = 5{,}695°$. Угловой шаг колеса $\gamma_2 = 360/z_2 = 12{,}414°$. Коэффициент торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha = \varphi_{п2}/\gamma_2 = 0{,}459$.

Коэффициент торцевого перекрытия рассматриваемой пары ЭЦ-зацепления значительно меньше нормированного значения $\varepsilon_\alpha > 1$. Нормальное функционирование зацепления при $\varepsilon_\alpha < 1$ возможно только при косых зубьях с необходимым коэффициентом осевого перекрытия $\varepsilon_\beta > 1$. Суммарная длина контактных линий в ЭЦ-зацеплении пропорциональна коэффициенту ε_α, поэтому номинальная удельная нагрузка в ЭЦ-зацеплении заведомо выше, чем у эвольвентной передачи.

Коэффициент осевого перекрытия, который представляет собой отношение ширины зубчатого венца к осевому шагу, для рассчитываемой пары составляет:

$$\varepsilon_\beta = b_w/p_x = b_w z_2 \mathrm{tg}\beta/(2\pi R) =$$
$$= 47 \cdot 29 \mathrm{tg} 0{,}5806/(2\pi 90{,}07) = 1{,}343.$$

Контактная линия в косозубом ЭЦ-зацеплении — пространственная кривая. Проекцией контактной линии на торцевую плоскость является линия зацепления. Задавая осевое приращение $\mathrm{d}z = R\mathrm{d}\varphi/\mathrm{tg}\beta$, определяем соответствующее ему приращение $\mathrm{d}L$ длины контактной линии как приращения $\mathrm{d}x$ и $\mathrm{d}y$ длины линии зацепления при повороте зубчатого колеса на угол $\mathrm{d}\varphi$, т. е. через элементарные приращения по координатным осям:

$$\mathrm{d}L = \sqrt{\mathrm{d}z^2 + \mathrm{d}x^2 + \mathrm{d}y^2}.$$

Длину контактной линии на отдельном участке и полную длину контактной линии определяем численным интегрированием. Задавая малое приращение $\Delta\varphi_i$ угла поворота, рассчитываем проекции приращения длины контактной линии на координатные оси: $\Delta z_i = R\Delta\varphi_i/\mathrm{tg}\beta$; Δx_i, Δy_i, где Δx_i, Δy_i — приращения длины линии зацепления при повороте колеса на угол $\Delta\varphi_i$. Приращение длины контактной линии при интегрировании имеет вид:

$$\Delta L_i = \sqrt{\Delta z_i^2 + \Delta x_i^2 + \Delta y_i^2}.$$

Длина контактной линии представляет собой сумму приращений ΔL_i по всем i-м участкам:

$$L = \sum_{i = 1, 2, 3, \ldots} \Delta L_i.$$

На рис. 4 представлено изменение приведенного радиуса $\rho_{пр.n}$ кривизны в нормальном сечении в зависимости от положения точки контакта на контактной линии. Максимальное значение $\rho_{пр.n}$ соответствует контакту зуба шестерни с впадиной зуба колеса. Этот контакт не реализуется ввиду наличия радиального зазора. Сплошной линией показаны значения $\rho_{пр.n}$, которые имеют место в процессе зацепления от момента входа в контакт вершин зубьев шестерни с ножками зубьев колеса до момента выхода зубьев из зацепления. Согласно рис. 4 максимальное значение $\rho_{пр.n}$ в 26,6 раза больше значения 5,29 мм, реализуемого в полюсе зацепления. Зона контакта с большими приведенными радиусами кривизны составляет сравнительно небольшую часть (до 25 %) линии контакта.

На рис. 5 показано изменение угла γ нормали по длине контактной линии. Максимальное значение этого угла соответствует контакту профилей зубьев в полюсе зацепления. Заметим, что в эвольвентном зацеплении аналогичный угол — постоянная величина: $\gamma = \pi/2 - \alpha_{tw}$, где α_{tw} — угол зацепления в торцевом сечении.

Представленный выше расчет геометрии ЭЦ-зацепления совпадает с расчетом геометрических параметров циклоидально-цевочного зацепления, поэтому нет оснований считать ЭЦ-зацепление новым видом зацепления.

Перемещение профиля зуба колеса в окружном направлении в торцевой плоскости при повороте колеса на угол ε представляет собой произведение $S_t = r_K\varepsilon$, где r_K — радиус-вектор для точки K кон-

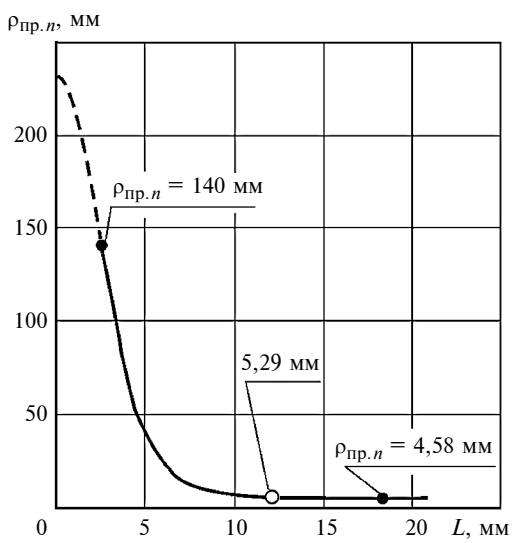


Рис. 4. Изменение приведенного радиуса $\rho_{пр.n}$ кривизны по длине L контактной линии

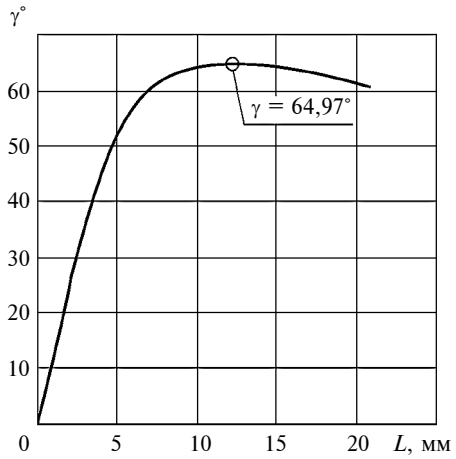


Рис. 5. Изменение угла γ нормали по длине контактной линии

такта. Деформация контактирующих зубьев в рассматриваемой точке контакта является проекцией перемещения S_t на направление нормали к поверхности зубьев в этой точке:

в торцевой плоскости: $\delta_t = \varepsilon r_K \sin(\xi + \gamma)$;

в направлении нормали к винтовой линии зуба: $\delta_n = \delta_t \cos\beta_K$, где $\beta_K = \mathrm{arctg}(r_K \mathrm{tg}\beta/R)$ — угол наклона зубьев в точке K контакта.

В расчетах зубчатых передач принимают линейную зависимость удельной нагрузки от деформации $q_n = C_q \delta_n$, где C_q — коэффициент удельной жесткости для пары зубьев.

Данная линейная зависимость согласуется с результатами экспериментов, которые выполнены на натурных моделях зубчатых колес. Практически линейной является и зависимость контактной деформации от удельной нагрузки для подшипников с цилиндрическими роликами.

В общем случае коэффициент жесткости рассчитывают как совместное проявление контактной и изгибной деформаций в паре зубьев:

$$C_q = 1/(1/C_{q\text{к}} + 1/C_{q\text{и}}),$$

где $C_{q\text{к}}$ и $C_{q\text{и}}$ — коэффициенты удельной жесткости соответственно для контактной и объемной (изгибной и сдвиговой) деформаций в паре зубьев.

Значение коэффициента удельной жесткости эвольвентных пар зубьев устанавливаем в соответствии с рекомендациями ГОСТ 21354—87. Диапазон коэффициента удельной жесткости $12 \le C_q \le 20$ кН/мм^2. При расчете эвольвентных передач, как правило, $C_q = 14 \div 16$ кН/мм^2 — при контакте зубьев в околополюсной зоне и $C_q = 11 \div 13$ кН/мм^2 — при контакте в крайних точках линии зацепления. Коэффициент удельной жесткости эвольвентных зубьев зависит от положения точки контакта по высоте зубьев и обусловливает известную концентрацию удельных нагрузок по длине контактной линии косозубых передач в околополюсной зоне.

Изгибная жесткость зубьев ЭЦ-зацепления выше, чем эвольвентных зубьев, поэтому предполагаемые значения коэффициента удельной жесткости зубьев ЭЦ-зацепления выше, чем зубьев эвольвентных передач ориентировочно на 20 %. Показано, что в рассматриваемой постановке расчета удельных сил и контактных напряжений коэффициент C_q не имеет принципиального значения.

Элементарная нормальная сила на участке контактной линии длиной $\mathrm{d}L$ составляет:

$$\mathrm{d}F_n = q_n \mathrm{d}L = C_q \varepsilon r_K \sin(\xi + \gamma)\cos\beta_K \mathrm{d}L.$$

Из треугольника OKW (рис. 6) на основании теоремы синусов следует, что $\sin(\xi + \gamma) = R\sin\gamma/r_K$, поэтому далее в расчетах используем

$$\mathrm{d}F_n = q_n \mathrm{d}L = C_q \varepsilon R \sin\gamma \cos\beta_K \mathrm{d}L.$$

Элементарная сила, действуя относительно оси зубчатого колеса на плече $r_K \sin(\xi + \gamma) = R\sin\gamma$, создает элементарный вращающий момент:

$$\mathrm{d}T = r_K \sin(\xi + \gamma)\mathrm{d}F_n \cos\beta_K =$$

$$= C_q \varepsilon r_K^2 \sin^2(\xi + \gamma)\cos^2\beta_K \mathrm{d}L = C_q \varepsilon R^2 \sin^2\gamma \cos^2\beta_K \mathrm{d}L.$$

Условие равновесия по заданному внешнему вращающему моменту $T = T_2$ на зубчатом колесе имеет вид:

$$T_2 = \int \mathrm{d}T = C_q \varepsilon R^2 \int (\sin\gamma \cos\beta_K)^2 \mathrm{d}L.$$

Интегрирование осуществляем только по тем участкам контактных линий, на которые действует удельная нагрузка. В рассматриваемой передаче с ЭЦ-зацеплением на ширине зубчатого венца при $\varepsilon_\beta = 1{,}343$ фактически располагается только одна контактная линия.

Из условия равновесия по вращающему моменту установлена интегральная зависимость для вычисления произведения удельной жесткости и угла поворота колеса:

$$C_q \varepsilon = T_2 / \int (R\sin\gamma \cos\beta_K)^2 \mathrm{d}L.$$

При известном значении произведения $C_q\varepsilon$ удельную силу вычисляем по формуле

$$q_n = C_q \varepsilon R \sin\gamma \cos\beta_K,$$

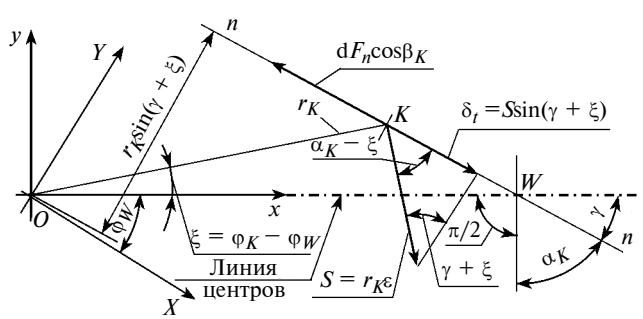


Рис. 6. Схема для определения деформации контактирующей пары зубьев и составления условия равновесия

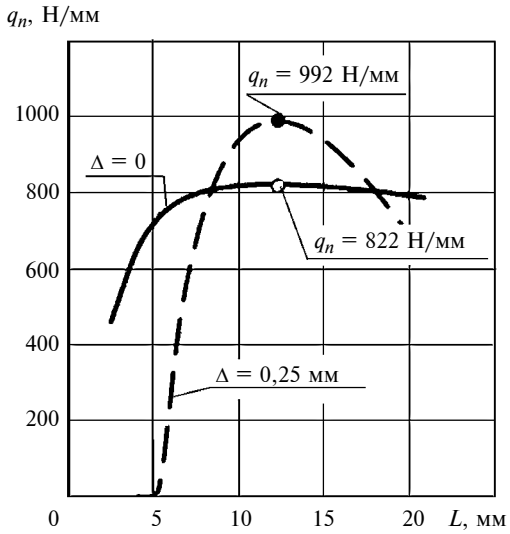


Рис. 7. Распределения удельной нагрузки q_n по длине L линии контакта

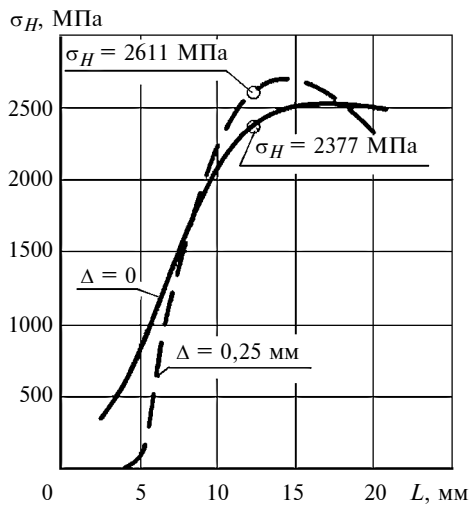


Рис. 8. Распределения контактных напряжений σ_H по длине L линии контакта

согласно которой коэффициент удельной жесткости не влияет на рассчитываемые силы, так как в формулах учитывается произведение $C_q\varepsilon$. При большой удельной жесткости C_q уменьшается угол ε поворота и наоборот — снижение удельной жесткости C_q сопровождается соответствующим увеличением угла ε поворота.

Далее контактные напряжения определяем на основании формулы Герца:

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{q_n E_{\text{пр}}/\rho_{\text{пр}.n}},$$

где $E_{\text{пр}} = 2{,}08 \cdot 10^5$ Н/мм^2 — приведенный модуль упругости; $\rho_{\text{пр}.n}$ — приведенный радиус кривизны в нормальном сечении к линии зубьев в точке K контакта.

Полуширину полоски контакта рассчитываем по формуле

$$b_H = 1{,}52\sqrt{q_n \rho_{\text{пр}.n}/E_{\text{пр}}}.$$

Далее учитываем расчетный вращающий момент на зубчатом колесе $T_2 = 962$ Н · м, которому соответствует произведение $C_q\varepsilon = 11{,}53$ Н/мм^2. Расчетное распределение удельной нагрузки по длине линии контакта представлено на рис. 7 сплошной линией. Удельная нагрузка q_n пропорциональна синусу угла нормали и достигает максимального значения в полюсе зацепления. Концентрация удельной нагрузки в околополюсной зоне — особенность ЭЦ-зацепления.

Для рассчитываемой пары ЭЦ-зацепления распределение контактных напряжений по линии контакта показано сплошной линией на рис. 8. Максимум контактных напряжений ($\sigma_H = 2531$ МПа) смещен от полюса, где контактные напряжения составляют $\sigma_H = 2377$ МПа, в зону контакта головок зубьев колеса и ножек зубьев шестерни, где приведенный радиус кривизны достигает минимума. Несмотря на низкие удельные нагрузки и контактные напряжения на ножках зубьев колеса в зоне с максимальным приведенным радиусом кривизны, ширина пятна контакта достигает $2b_H \approx 1{,}7$ мм. В зоне максимальных контактных напряжений она составляет только $2b_H \approx 0{,}406$ мм. Линия начального контакта является практически прямой на отрезке не менее 3/4 длины контактной линии.

Силы, действующие в зацеплении, рассчитывают интегрированием проекций элементарной силы $\mathrm{d}F_n$ на соответствующие оси. Для определения окружной, радиальной и осевой сил вычисляют интегралы:

$$F_t = \int q_n \sin(\xi + \gamma)\cos\beta_K \mathrm{d}L;$$

$$F_r = \int q_n \cos(\xi + \gamma)\cos\beta_K \mathrm{d}L;$$

$$F_a = \int q_n \sin(\xi + \gamma)\sin\beta_K \mathrm{d}L.$$

Для зубчатой пары ЭЦ-зацепления в результате численного интегрирования установлены силы: $F_t = 11\,133$ Н, $F_r = 6314$ Н и $F_a = 6203$ Н.

Рассмотрим влияние отклонения межосевого расстояния от номинального значения на контактные напряжения. Учитываем, что под действием сил в зацеплениях вследствие деформации валов и опор межосевое расстояние увеличивается на Δ_{a1}. Увеличение межосевого расстояния относительно расчетного значения на Δ_{a2} обусловлено допуском на изготовление корпусных деталей. Также необходимо увеличивать межосевое расстояние относительно расчетного значения для создания бокового зазора [1]. Действительное межосевое расстояние в результате деформации валов, опор, наличия зазоров в опорах и допуска на межосевое расстояние увеличивается относительно номинального значения на величину

$$\Delta_a = \sum_{i = 1, 2, 3, \ldots} \Delta_{ai}.$$

Увеличение межосевого расстояния сопровождается кинематическим перемещением активных

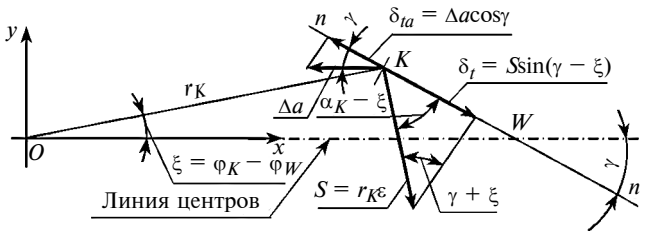


Рис. 9. Схема для расчета влияния увеличения межосевого расстояния на деформацию и контактные напряжения

профилей зубьев колеса, которое, накладываясь на кинематическое перемещение при повороте колеса на угол ε, обусловливает деформации контактирующих зубьев в рассматриваемой точке контакта (рис. 9), которые составляют:

в торцевой плоскости — $\delta_i = \varepsilon R\sin\gamma - \Delta_a\cos\gamma$;

по нормали к винтовой линии зуба — $\delta_n = \delta_i\cos\beta_K$.

Здесь при вычислении деформации зубьев учитывается $r_K\sin(\xi + \gamma) = R\sin\gamma$.

Элементарная нормальная сила на участке контактной линии длиной $\mathrm{d}L$ составляет:

$$\mathrm{d}F_n = q_n\mathrm{d}L = C_q(\varepsilon R\sin\gamma - \Delta_a\cos\gamma)\cos\beta_K\mathrm{d}L.$$

Элементарная сила, действуя относительно оси колеса на плече $r_K\sin(\xi + \gamma) = R\sin\gamma$, создает элементарный вращающий момент:

$$\mathrm{d}T = R\sin\gamma\mathrm{d}F_n\cos\beta_K =$$
$$= R\sin\gamma C_q(\varepsilon R\sin\gamma - \Delta_a\cos\gamma)\cos^2\beta_K\mathrm{d}L.$$

Условие равновесия по заданному внешнему вращающему моменту $T = T_2$ на зубчатом колесе имеет вид:

$$T_2 = \int\mathrm{d}T = C_q\varepsilon R^2\int\sin^2\gamma\cos^2\beta_K\mathrm{d}L -$$
$$- C_qR\Delta_a\int\cos\gamma\sin\gamma\cos^2\beta_K\mathrm{d}L.$$

Интегрируем только на участках контактных линий, на которых действует удельная нагрузка.

Из условия равновесия следует:

$$\varepsilon = [T_2/(C_qR^2) + B\Delta_a/R]/A,$$

где $A = \int\sin^2\gamma\cos^2\beta_K\mathrm{d}L$; $B = \int\cos\gamma\sin\gamma\cos^2\beta_K\mathrm{d}L$.

На рис. 7 и 8 штриховыми линиями показаны зависимости межосевого расстояния от удельных нагрузок и контактных напряжений. Увеличение межосевого расстояния вследствие деформаций валов, опор и погрешностей изготовления корпуса относительно номинального значения увеличивает концентрации удельной нагрузки и контактных напряжений в околополюсной зоне.

Контактные напряжения в рассчитываемой зубчатой паре ЭЦ-зацепления составили $\sigma_H > 2500$ МПа, что значительно выше допустимых контактных напряжений, регламентируемых в прочностных расчетах зубчатых передач для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев [5]. Поэтому рассмотрим альтернативный вариант эвольвентной шевронной передачи с параметрами:

межосевое расстояние $a_w = 102{,}5$ мм;

передаточное число $u = z_2/z_1 = 58/8 = 7{,}25$;

модуль $m = 2{,}5$ мм;

коэффициенты смещения исходного контура: шестерни — $x_1 = 0{,}531$; зубчатого колеса — $x_2 = 0$;

коэффициент торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1{,}035$;

коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 1{,}62$;

угол наклона линии зубьев $\beta = 35{,}4°$;

расчетная ширина полушевронов $b_w = 22$ мм;

угол зацепления в торцевом сечении $\alpha_{tw} = 25{,}6°$;

приведенный радиус кривизны в нормальном сечении в полюсе $\rho_{\text{пр}.nw} = 5{,}63$ мм;

суммарная длина контактных линий $L_\Sigma = 54{,}3$ мм.

Шевронную передачу можно выполнить с минимальным размером канавки между полушевронами, изготовив зубчатые колеса на станках с ЧПУ, как принято в технологии ЗАО "Технология маркет" при изготовлении колес с ЭЦ-зацеплением. Тогда осевые размеры эвольвентной шевронной передачи не будут больше осевых размеров передачи с ЭЦ-зацеплением.

Расчетом при вращающем моменте на зубчатом колесе $T_2 = 962$ Н · м получены номинальные контактные напряжения в полюсе зацепления эвольвентной передачи $\sigma_{H\text{ном}} = 1207$ МПа, которые в 2 раза меньше, чем у передачи с ЭЦ-зацеплением.

Таким образом, по нагрузочной способности ЭЦ-зацепление уступает эвольвентному зацеплению. Причинами этого являются:

малая суммарная длина контактных линий, что обусловлено коэффициентом торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha \ll 1$;

концентрация удельных нагрузок в околополюсной зоне, которая вызвана характерным максимумом угла γ между направлением нормали к профилям зубьев и линией центров в полюсной зоне и увеличенным межосевым расстоянием относительно номинального значения, обусловленным требуемым боковым зазором.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Становской В. В., Казакявичюс С. М., Щербаков Н. Р.** Полюсный контакт в эксцентриково-циклоидальном (ЭЦ) зацеплении // Сб. тр. междунар. симпозиума "Теория и практика зубчатых передач" (21—23 янв. 2014 г., г. Ижевск). Ижевск: [Б. и.], 2014. С. 220—226.
2. **Выгодский М. Я.** Справочник по высшей математике. М.: Наука, 1964. 872 с.
3. **Кетов Х. Ф., Колчин Н. И.** Теория механизмов и машин / Под ред. Х. Ф. Кетова. М.-Л.: НКТМ СССР ГНТИМЛ, 1939. С. 273—278.
4. **Прикладная** механика: Учеб. пособ. для вузов / Рук. авт. коллектива проф. К. И. Заблонский. Киев: Вища школа, 1984. С. 138, 139.
5. **Кудрявцев В. Н., Кузьмин И. С., Филипенков А. Л.** Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / Под общ. ред. В. Н. Кудрявцева. СПб.: Политехника, 1993. 448 с.

УДК 62-932.4.001.571

Е. Н. МАЛЫГИН, д-р техн. наук, С. В. КАРПУШКИН, д-р техн. наук, А. О. ГЛЕБОВ, канд. техн. наук, С. В. КАРПОВ, канд. техн. наук (Тамбовский государственный технический университет, г. Тамбов), e-mail: karp@mail.gaps.tstu.ru

Тепловой расчет плит гидравлических прессов с омическими нагревателями

Предложен тепловой расчет плит гидравлических прессов с омическими нагревателями для определения их параметров и способа размещения в плите, обеспечивающих минимальный перепад температур по рабочей поверхности плиты. Рассмотрены методы определения поверхностной мощности нагревателя: аналитический (для осесимметричных систем), численный с применением конечно-элементного анализа (для систем произвольной конфигурации).

Ключевые слова: гидравлический пресс, нагревательная плита, омический нагреватель, коэффициент эффективности излучения, конечно-элементный анализ.

The heat analysis of plates of hydraulic presses with ohmic heaters for determination of their parameters and location method in the plate, ensuring minimal temperature gradient along the plate working surface is suggested. The methods of determination of surface power of a heater are considered: analytical (for axisymmetric systems), numerical with application of finite element analysis (for systems of arbitrary configuration).

Keywords: hydraulic press, heating plate, ohmic heater, emission effectiveness coefficient, finite element analysis.

Омические нагреватели (термосопротивления) применяют для нагревания плит гидравлических прессов, предназначенных для вулканизации и полимеризации при рабочих температурах 150÷250 °С. Прессы с омическими нагревателями можно использовать и для термообработки высокоточных плоских изделий из металлов высокой твердости при температурах до 550 °С.

Применяемые до настоящего времени методы расчета параметров нагревателя не предусматривают расчет температурных полей нагреваемых объектов, а базируются на эмпирических данных о допустимой поверхностной мощности, область применения которых ограничена условиями проведения экспериментов [1]. При использовании современных систем конечно-элементного анализа расчет температурных полей устройств с внутренними источниками теплоты при известном распределении мощности, к которым можно отнести омические нагреватели, не представляет серьезных затруднений. Для уменьшения объема вычислений геометрию нагревателей, как правило, упрощают. Так, в плитах гидравлических прессов нагреватель укладывают в специальный паз, и весь объем принимают за источник теплоты [2, 3].

Цели данной работы — составление алгоритма теплового расчета плиты гидравлического пресса с омическими нагревателями и определение поверхностной мощности нагревателя: аналитическим методом для осесимметричных систем и численным с применением конечно-элементного анализа для систем произвольной конфигурации.

Задача теплового расчета плиты пресса с омическими нагревателями — определить число и мощности нагревателей, материал, длину и диаметр проводов, геометрию пазов для их размещения с учетом скорости нагревания плиты до рабочей температуры и ограничением неравномерности температурного поля рабочей поверхности плиты.

За критерий оптимизации принята разность максимальной и минимальной температур рабочей поверхности плиты:

$$\Delta = \max_{x,\,y} T(x,\ y,\ w,\ \tau_h) - \min_{x,\,y} T(x,\ y,\ w,\ \tau_h). \qquad (1)$$

Здесь $\delta \le x \le (l - \delta)$; $\delta \le y \le (s - \delta)$, где l и s — длина и ширина плиты соответственно; δ — ширина края плиты, который не включается в рабочую поверхность; $w = h$ — высота плиты, если рабочей является ее верхняя поверхность, и $w = 0$, если нижняя; τ_h — заданная продолжительность нагревания рабочей поверхности плиты от температуры T_0 окружающей среды до заданной температуры T_z.

Найдем число n_h нагревателей, диаметр d_i и длину L_i проводов каждого из них и определим геометрию пазов, при которых функция (1) будет иметь минимальное значение, и выполняются следующие ограничения.

1. Средняя температура рабочей поверхности плиты

$$\frac{1}{(l-2\delta)(s-2\delta)} \int_{\delta}^{l-\delta} \int_{\delta}^{s-\delta} T(x,\ y,\ w,\ \tau_h)\mathrm{d}x\mathrm{d}y \ge T_z. \qquad (2)$$

2. Геометрические размеры пазов под нагреватели и их положение в плите:

$$\mathbf{G}_{\min}^{\langle i\rangle} \le \mathbf{G}^{\langle i\rangle} < \mathbf{G}_{\max}^{\langle i\rangle}, \quad i = 1,\ \ldots,\ n_h; \qquad (3)$$

$$V_i \cap V_j = \varnothing; \quad i, j = 1,\ \ldots,\ n_h; \quad i \ne j, \qquad (4)$$

где $\mathbf{G}^{\langle i\rangle}$ — вектор конструктивных характеристик паза i-го нагревателя, включающий в себя размеры поперечного сечения, координаты начала, конца и точек изменения направления, радиусы скругле-

ний; V_i — объем паза i-го нагревателя с зоной, определяемой ограничениями на расстояние между пазами соседних нагревателей и расстояние между пазом нагревателя и торцами плиты.

3. Длина провода каждого из нагревателей

$$L_i \le \frac{L_{\text{п}i}}{t_i}\sqrt{(\pi D_i)^2 + t_i^2}, \quad i = 1, ..., n_h, \tag{5}$$

где $L_i = \gamma_i \dfrac{U_i^2 \pi d_i^2}{4P_i}$ — длина провода i-го нагревателя; D_i и t_i — средний диаметр и шаг навивки провода i-го нагревателя; $L_{\text{п}i}$ — длина паза для размещения i-го нагревателя; $d_i = \sqrt[3]{\dfrac{4P_i^2}{\gamma_i U_i^2 W_i \pi^2}}$ — диаметр провода [1]; γ_i — удельная электрическая проводимость материала i-го нагревателя, Ом$^{-1}$ · м$^{-1}$; U_i — подаваемое напряжение, В; P_i и W_i — принятая мощность i-го нагревателя, Вт, и его допустимая поверхностная мощность, Вт/м^2.

4. Суммарная мощность нагревателей, при которой обеспечивается требуемый темп нагревания плиты и компенсируются потери теплоты в окружающую среду:

$$\sum_{i=1}^{n_h} P_i \ge \frac{lsh\rho}{\tau_h}\int_{T_0}^{Tz} c(T)\mathrm{d}T + \sum_{r=1}^{6}\alpha_r\Omega_{pl,r}(T_r - T_0), \tag{6}$$

где c — удельная теплоемкость, Дж · кг$^{-1}$ · К$^{-1}$, материала плиты (при нагревании плиты до температур >300 °С изменение теплоемкости материала может быть существенным); ρ — его плотность, кг/м^3; $\Omega_{pl,r}$ — r-я поверхность, м^2, плиты (рабочая поверхность, крышка, торцы); α_r — коэффициент теплоотдачи от r-й поверхности плиты, Вт · м$^{-2}$ · К$^{-1}$; T_r — средняя температура, °С, r-й поверхности плиты за период времени $[0, \tau_h]$.

Для определения температурного поля рабочей поверхности плиты решим уравнение теплопроводности с внутренними источниками теплоты [4]:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a\nabla^2 T + \frac{q}{c\rho}, \tag{7}$$

где $T = T(x, y, z, \tau)$ — температура, °С, в точке плиты с координатами x, y, z в момент времени τ; $q = q(x, y, z)$ — удельное тепловыделение в этой точке, Вт/м^3; $a = \lambda/(c\rho)$ — коэффициент температуропроводности, м^2/с; λ — коэффициент теплопроводности материала плиты, Вт · м$^{-1}$ · К$^{-1}$.

Начальное условие для решения уравнения (6):

$$T(x, y, z, 0) = T_0. \tag{8}$$

Теплоотдача от внешних поверхностей неизолированной нагревательной плиты описывается граничными условиями третьего рода:

$$-\lambda \left.\frac{\partial T}{\partial n}\right|_{\Omega_{pl,r}} = \alpha_r(T_r - T_0), \quad r = 1, ..., 6. \tag{9}$$

Удельное тепловыделение омических нагревателей определяется законом Джоуля—Ленца. При допущении о равномерном выделении теплоты в объеме паза, где размещен нагреватель, можно записать:

$$q(x, y, z) = \begin{cases} \dfrac{P_i}{v_i}, \text{если } (x, y, z) \in v_i, i = 1, ..., n_h; \\ 0, \text{если } (x, y, z) \notin v_i, i = 1, ..., n_h, \end{cases} \tag{10}$$

где v_i — объем, в котором выделяется мощность i-го нагревателя, м^3.

Для решения уравнения (7) при условиях (8)—(10) и фиксированных значениях P_i, $i = 1, ..., n_h$ можно применить алгоритм, предложенный в работе [5] для определения температурного поля плиты с индукционными нагревателями.

Главной трудностью расчета омического нагревателя является определение его допустимой поверхностной мощности. Как правило, эти нагреватели работают в температурном диапазоне 800÷1400 °С (это зависит от свойств материала нагревателя и условий эксплуатации), обеспечивая высокую удельную мощность. При таких температурах основная часть теплоты в диатермических средах передается излучением. Принимая допущение об отсутствии теплопроводности и конвекции в системе передачи теплоты от нагревателя к стенкам паза плиты, поверхностную мощность нагревателя можно определить по формуле

$$W = W_{id}\alpha_{rad}, \tag{11}$$

где W_{id} — поверхностная мощность, Вт/м^2, идеального нагревателя, образующего с нагреваемым телом параллельные бесконечные плоскости; α_{rad} — безразмерный коэффициент эффективности излучения нагревателя.

Поверхностная мощность идеального нагревателя определяется законом Стефана—Больцмана:

$$W_{id} = \varepsilon_{p_id}\sigma_0(T_h^4 - T_s^4), \tag{12}$$

где $\sigma_0 \approx 5{,}67 \cdot 10^{-8}$ — постоянная Стефана—Больцмана, Вт · м$^{-2}$ · К$^{-4}$; T_h — температура нагревателя, К; T_s — температура нагреваемого тела, К; ε_{p_id} — приведенная степень черноты идеального нагревателя и нагреваемого тела.

В работах [1, 6, 7] приводятся справочные значения коэффициента α_{rad} эффективности излучения для нагревателей, используемых в промыш-

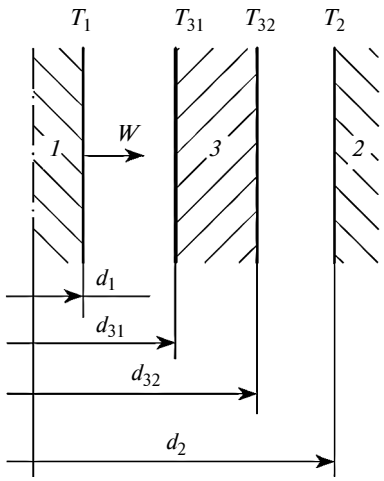


Рис. 1. Схема передачи теплоты через недиатермическое тело

ленных электропечах. Для других систем информация отсутствует.

Рассмотрим физический смысл коэффициента эффективности излучения на примере замкнутой системы из двух излучающих тел (тело *1* — нагреватель, тело *2* — нагреваемый объект). Поверхностная мощность нагревателя в такой системе определяется по формуле, аналогичной выражению (12):

$$W = \varphi_{12}\varepsilon_p\sigma_0(T_1^4 - T_2^4), \qquad (13)$$

где $\varepsilon_p = \dfrac{1}{1 + \varphi_{12}(\varepsilon_1^{-1} - 1) + \varphi_{21}(\varepsilon_2^{-1} - 1)}$ — приведенная степень черноты [8]; φ_{12} и φ_{21} — средние угловые коэффициенты излучения тела *1* на тело *2* и тела *2* на тело *1* соответственно; ε_1 и ε_2 — степени черноты тел *1* и *2*.

Для идеального нагревателя $\varphi_{12} = \varphi_{21} = 1$, т. е. имеем:

$$\varepsilon_{p_id} = \frac{1}{\varepsilon_1^{-1} + \varepsilon_2^{-1} - 1}. \qquad (14)$$

С учетом выражений (11)—(14) получим:

$$\alpha_{rad} = \frac{\varphi_{12}\varepsilon_p}{\varepsilon_{p_id}} = \frac{\varphi_{12}(\varepsilon_1^{-1} + \varepsilon_2^{-1} - 1)}{\varphi_{12}(\varepsilon_1^{-1} - 1) + \varphi_{21}(\varepsilon_2^{-1} - 1) + 1}. \qquad (15)$$

Таким образом, коэффициент эффективности излучения зависит от средних угловых коэффициентов излучения, степеней черноты взаимодействующих тел и не зависит от их температур.

Формула (15) применима и для расчета коэффициента эффективности излучения нагревателей, разделенных с нагреваемым телом диатермической средой. При наличии в системе третьего тела, выполняющего изолирующую функцию (например, керамического электроизолятора), поверхностная мощность нагревателя и коэффициент эффективности излучения можно рассчитать из условия равенства суммарных тепловых потоков от нагревателя к изолятору и от изолятора к нагреваемому телу.

Рассмотрим передачу теплоты в бесконечной осесимметричной системе от тела *1* к телу *2*, между которыми находится недиатермическое (непрозрачное для теплового излучения) тело *3* (рис. 1). Поверхностная мощность тела *1* по закону Стефана—Больцмана имеет вид:

$$W = \varphi_{13}\varepsilon_{13}\sigma_0(T_1^4 - T_{31}^4), \qquad (16)$$

где ε_{13} — приведенная степень черноты тел *1* и *3*.

В стационарном режиме линейная плотность теплового потока в осесимметричной системе не меняется в радиальном направлении, поэтому имеем:

$$d_1 W = d_{32}\varphi_{32}\varepsilon_{32}\sigma_0(T_{32}^4 - T_2^4). \qquad (17)$$

Температурный напор цилиндрической стенки с теплопроводностью λ находим по формуле:

$$T_{31} - T_{32} = \frac{d_1 W \ln(d_{32}/d_{31})}{2\lambda}. \qquad (18)$$

Решением полученной системы нелинейных уравнений (16)—(18) при фиксированных значениях T_1, T_2 являются значения T_{31}, T_{32}, W.

Уравнения (16)—(18) справедливы для осесимметричной системы. Для расчета коэффициента эффективности излучения тел произвольной формы предлагаются стационарный расчет теплового потока Q, Вт/м^2, по тепловоспринимающей поверхности методом конечных элементов (МКЭ) и определение поверхностной мощности нагревателя по формуле

$$W = \frac{1}{F_1}\int_{F_2} Q\,\mathrm{d}F_2, \qquad (19)$$

где F_1 — площадь поверхности нагревателя, м^2; F_2 — тепловоспринимающая поверхность.

Предложенный численный метод можно представить блок-схемой (рис. 2), в которой предусмотрено наличие малой конечной толщины тепловоспринимающего тела, на внешней поверхности F_{ext} (рис. 3) которого задается постоянная температура. При таком условии будет иметь место градиент температур по толщине стенки, который позволит численно определить тепловой поток Q на поверхности F_2.

Для проверки корректности численного метода сравнивали его результаты с результатами аналитического расчета для стержневого нагревателя, размещенного по центру квадратного паза (рис. 4). Степени черноты: нагревателя — 0,8; стенок паза — 0,1. Температуры: нагревателя — 1000 °С; стенок паза — 500 °С. Система тел — замкнутая, нагрева-

Рис. 2. Блок-схема численного метода определения коэффициента эффективности излучения

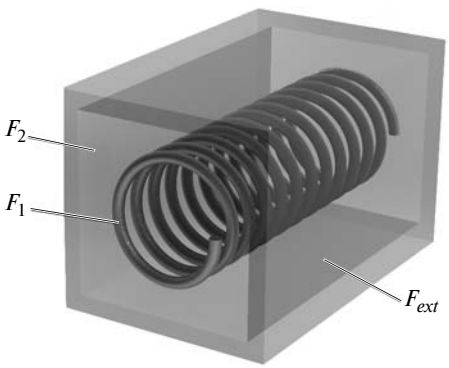


Рис. 3. Моделирование системы излучающих тел для расчета тепловых потоков МКЭ

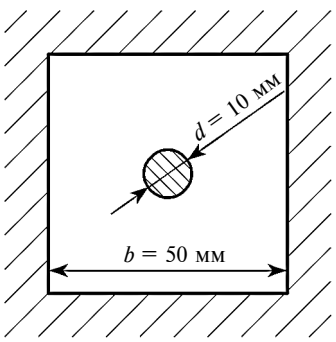


Рис. 4. Модель для проверки корректности численного метода определения коэффициента эффективности излучения

тель — выпуклый, поэтому $\varphi_{12} = 1$. Из свойства взаимности средних угловых коэффициентов [9] получим $\varphi_{21} = \varphi_{12}\dfrac{F_1}{F_2} = \dfrac{\pi d}{4b} = 0{,}157$. По формуле (15) получили $\alpha_{rad} = 3{,}848$. Физически коэффициент эффективности излучения, превышающий единицу, объясняется существенно большей площадью тепловоспринимающей поверхности относительно площади нагревателя. При малой степени черноты поглощательная способность тепловоспринимающей поверхности низкая, но с увеличением площади этой поверхности при высокой степени черноты нагревателя суммарный тепловой поток растет.

Интеграл теплового потока по поверхности паза (19), рассчитанный в системе ANSYS [10], составил 1468 Вт/м (так как система плоскопараллельная). Поверхностная мощность нагревателя $W = \dfrac{1468}{\pi d} = 4{,}673 \cdot 10^4$ Вт/м^2. Поверхностная мощность идеального нагревателя по формуле (12) при данных условиях составляет $W_{id} = 1{,}256 \cdot 10^4$ Вт/м^2. По формуле (11) получили $\alpha_{rad} = 3{,}721$.

Таким образом, для рассмотренного примера расхождение значения коэффициента эффективности излучения стержневого нагревателя по разработанному численному методу и результата, полученного аналитическим расчетом по формуле (15), составило 3,3 %.

Предложенный численный метод отличается универсальностью и может быть использован для вычисления поверхностной мощности нагревателя в системах, непрозрачных для теплового излучения, например для расчета спирали, изолированной от стенок паза периклазом. В этом случае понятие эффективности излучения теряет смысл, а задача заключается в непосредственном определении поверхностной мощности нагревателя по выражению (19).

Для расчета трубчатых электронагревателей низкотемпературных установок (150÷250 °С), где тепло́ты, передаваемые излучением и конвекцией, могут быть соизмеримы, потребуются значения коэффициента теплоотдачи от внешней поверхности нагревателя, которые можно определить с помощью критериальных уравнений [7, 11].

Алгоритм решения поставленной задачи с использованием выражений (1)—(18) или (1)—(19) аналогичен предложенному в работе [121 для оптимизации конструкции плит с индукционными нагревателями.

Данный метод расчета поверхностной мощности омического нагревателя можно использовать при проектировании нагревательных плит гидравлического пресса размерами 800 × 800 мм для термообработки высокоточных изделий из металлов при рабочих температурах 350÷550 °С.

Расчетное значение коэффициента эффективности излучения спирального нагревателя, размещенного внутри керамических изоляторов, составило $\alpha_{rad} = 0{,}38$. Расчеты размеров нагревателей, обеспечивающих заданную мощность, показали, что широко используемый для изготовления электронагревательных спиралей нихром Х20Н80 непригоден для их изготовления — суммарные длины спиралей превышали допустимые [не выполнялись

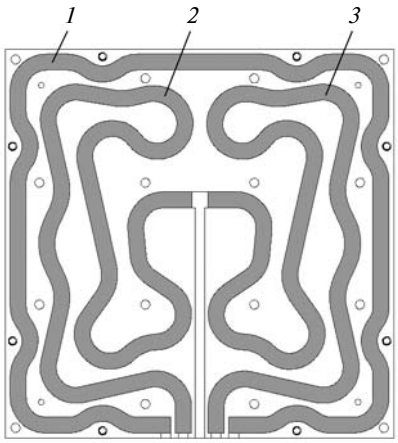


Рис. 5. Конфигурация пазов (*1—3*) под нагреватели плиты высокотемпературного нагрева размерами 800×800 мм

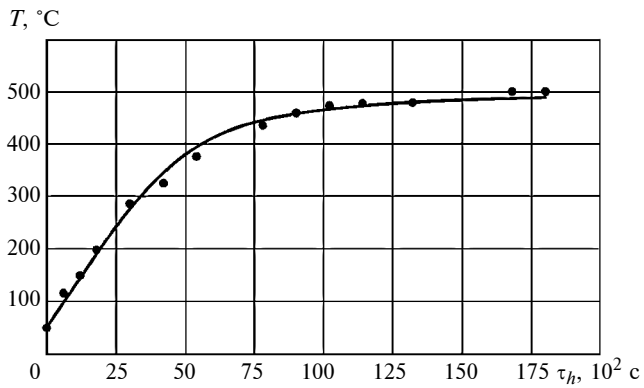


Рис. 6. Расчетная зависимость (кривая) температуры плиты размерами 800×800 мм от времени τ_h и экспериментальные данные (точки)

ограничения (5)]. Поэтому для нагревателя была выбрана фехраль Х23Ю5Т, рабочая температура которой приблизительно на 200 °С выше, чем у нихрома Х20Н80.

Обеспечение требуемой неравномерности температурного поля плит (5 %) осложнялось большими теплопотерями от излучения торцевых поверхностей плит, что приводило к значительным перепадам температур на их рабочих поверхностях. Для компенсации теплопотерь нагреватель *1* (рис. 5) разместили по периметру плиты, а управление его мощностью осуществляли независимо от центральных нагревателей *2* и *3*. Для уменьшения теплового потока от излучения торцевых поверхностей плиты применили экраны из алюминиевой фольги.

На рис. 6 приведены расчетная зависимость температуры плиты от времени τ_h и результаты экспериментальных испытаний. Во время эксперимента фиксировали показания термопар в трех точках на рабочей поверхности нагревательной плиты: в центре плиты и в средних точках внутренних границ ее левой нижней четверти. На рис. 6 представлены показания центральной термопары. Расчетные и экспериментальные температуры удовлетворительно согласуются: среднее относительное отклонение составило 2 %.

На основании предлагаемой методики теплового расчета плит прессов с омическими нагревателями спроектирована опытная установка высокотемпературной обработки нагруженных изделий из металлов, успешно внедренная на одном из предприятий военно-промышленного комплекса РФ. В результате было полностью устранено напряженное состояние изделий, возникающее в процессе их изготовления, и решена задача импортозамещения.

Таким образом, предложенная методика теплового расчета плит гидравлических прессов с омическими нагревателями апробирована в условиях реального производства и использована при проектировании нестандартного прессового оборудования для термообработки высокоточных изделий из металлов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Расчет** и конструирование нагревателей электропечей сопротивления / И. А. Фельдман, М. Б. Гутман, Г. К. Рубин, Н. И. Шадрич. М.-Л.: Энергия, 1966. 104 с.

2. **Малыгин Е. Н., Карпушкин С. В., Крушатин А. С.** Методика теплового расчета нагревательных плит прессов для изготовления резинотехнических изделий // Химическая промышленность сегодня. 2009. № 11. С. 48—56.

3. **Карпушкин С. В., Карпов С. В., Глебов А. О.** Моделирование устройств индукционного нагрева на примере индукционных нагревательных плит вулканизационных прессов // Вестник Тамбовского ГТУ. 2011. Т. 17. № 1. С. 110—120.

4. **Кошляков Н. С., Глинер Э. Б., Смирнов М. М.** Уравнения в частных производных математической физики. М.: Высшая школа, 1970. 712 с.

5. **Малыгин Е. Н., Карпушкин С. В., Карпов С. В.** Моделирование и расчет процессов индукционного нагрева прессового оборудования при производстве резинотехнических изделий // Наука и образование: Электронное научно-техническое издание. 2013. № 3. С. 85—104. DOI: 10.7463/0313.0541632.

6. **Кудрявцев И. Ф., Карасенко В. А.** Электрический нагрев и электротехнология. М.: Колос, 1975. 384 с.

7. **Дьяков В. И.** Типовые расчеты по электрооборудованию: Практ. пособие. М.: Высшая школа, 1991. 160 с.

8. **Фаворский О. Н., Каданер Я. С.** Вопросы теплообмена в космосе. М.: Высшая школа, 1967. 238 с.

9. **Зигель Р., Хауэлл Дж.** Теплообмен излучением. М.: Мир, 1975. 934 с.

10. **Moaveni S.** Finite element analysis: theory and application with ANSYS. 3rd ed. Upper Saddle River, New Kersey: Prentice Hall. 2008. 861 p.

11. **Методы** расчета процессов и аппаратов химической технологии / П. Г. Романков, В. Ф. Фролов, О. М. Флисюк, М. И. Курочкина. СПб.: Химия, 1998. 496 с.

12. **Глебов А. О., Карпов С. В., Карпушкин С. В.** Методика оптимизации режимных и конструктивных характеристик нагревательной плиты вулканизационного пресса // Вестник Тамбовского ГТУ. 2013. Т. 19. № 1. С. 137—151.

УДК [621.086.2+62.272].001.573

В. В. ЕЛИСЕЕВ, д-р физ.-мат. наук, М. Р. БАХРАМИ
(Санкт-Петербургский ПУ), e-mail: yeliseyev@inbox.ru

Оценка прочности подвеса робота–инспектора на проводе ЛЭП

Разработан метод определения прочности подвеса робота-инспектора на проводе ЛЭП для оптимизации параметров конструкции.

Ключевые слова: робот-инспектор, подвес, ЛЭП, контактное соединение, прочность.

The method of determination of inspector robot suspension strength on a wire of power transmission line for optimization of structure parameters is developed.

Keywords: inspector robot, suspension, power transmission line, contact joint, strength.

Для диагностики проводов ЛЭП используют специальные роботы-инспекторы [1]. На рис. 1 показан установленный на ЛЭП новый робот с подвесом особой конструкции [2]. Моторизованные колеса-шкивы, в обычном состоянии прижатые пружиной к проводу, могут расходиться для обхода препятствия.

К прочности подвеса робота предъявляются повышенные требования ввиду возможных колебаний провода. Цель данной работы — оценка прочности соединения средствами математического моделирования, для чего ставятся и решаются соответствующие контактные задачи. Работа опирается на ряд публикаций по контактному взаимодействию [3—11].

Схема соединения колес-шкивов робота с проводом посредством натянутой пружины приведена на рис. 2, *а* (показан один из двух роликов). Для анализа прочности соединения в целом, во-первых, рассмотрен контакт ролика и провода как твердых тел, стянутых пружиной, во-вторых, выполнено моделирование ролика и провода как упругих тел по классической схеме Герца. Синтез обоих решений позволяет оценить прочность подвеса с учетом контактных деформаций.

Контакт твердых тел

На рис. 2, *а* показаны два положения провода *1* и ролика *2* — без нагрузки и с нагрузкой. Ролики прижимаются к проводу пружиной жесткости *c*. Но при большой нагрузке *P* на соединение провод может выскочить из роликов. Начальные положения ролика и провода показаны штрих-пунктирными линиями.

Имеем контакт двух поверхностей (линий): $y = v_1(x)$ и $y = v_2(x)$. В точке контакта выполняются два условия:

$$\begin{cases} v_1(\xi) = v_2(\xi); \\ v_1'(\xi) = v_2'(\xi). \end{cases} \quad (1)$$

При отсутствии нагрузки угол $\varphi = 0$, контакт происходит в точке $\xi = 0$.

Выведем необходимые геометрические соотношения. Пусть провод смещается влево на расстояние *h*, а угол наклона ролика возрастает от нуля до φ. Тогда вместо функций $v_1(x)$, $v_2(x)$ получим $v_1(x + h)$, $V_2(x, \varphi)$. Найдем выражение последней функции.

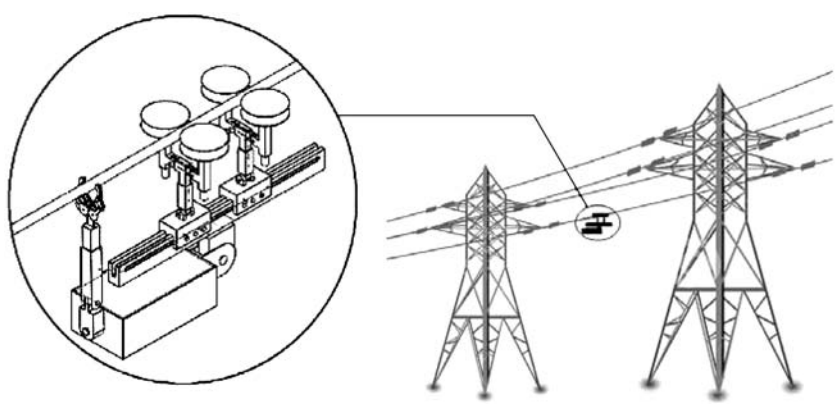


Рис. 1. Установка робота-инспектора на проводе ЛЭП

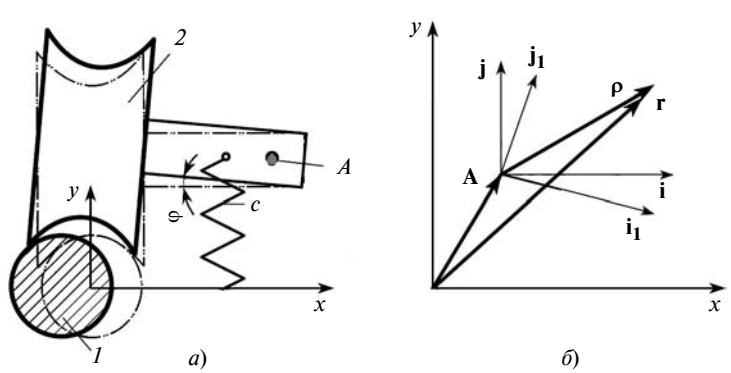


Рис. 2. Схема возможного расположения провода *1* и ролика *2* при контакте (*а*); векторы A, r, ρ и орты i, j и i_1, j_1 осей (*б*)

Ролик поворачивается вокруг шарнира A (см. рис. 2, *а*) с радиус-вектором **A**. В исходном положении ($\varphi = 0$) имеем:

$$y = v_2(x) \Leftrightarrow x = x_0(t);$$

$$y = y_0(t) \Leftrightarrow \mathbf{r}_0(t) = x\mathbf{i} + y\mathbf{j},$$

где **i**, **j** — орты декартовых осей x, y.

Таким образом, введено параметрическое задание контура ролика.

При повороте ролика получим новый радиус-вектор (см. рис. 2, *б*):

$$\mathbf{r} = \mathbf{A} + \boldsymbol{\rho},$$

где $\boldsymbol{\rho} = [x_0(t) - A_x]\mathbf{i}_1 + [y_0(t) - A_y]\mathbf{j}_1$.

Определив проекции этого векторного соотношения $x = x(t, \varphi)$, $y = y(t, \varphi)$, найдем искомую геометрическую зависимость из выражений:

$$t = t(x, \varphi);$$
$$y[t(x, \varphi), \varphi] = V_2(x, \varphi). \qquad (2)$$

Обратную функцию $t(x, \varphi)$ можно построить численно — в пакете Mathcad посредством интерполяции с перестановкой массивов значений аргумента и функции [12].

Для силового анализа механизма подвеса используем принцип возможных перемещений [7]:

$$P\mathrm{d}h = \mathrm{d}\Pi \Rightarrow P = \mathrm{d}\Pi/\mathrm{d}h = \\ = \Pi'(\varphi)\varphi'(h). \qquad (3)$$

Здесь P — сила, "вырывающая" провод из роликов (т. е. нагрузка на соединение); Π — запасенная в подвесе потенциальная энергия деформации пружины, зависящая от угла φ поворота ролика.

Функция $\varphi(h)$ определяется из системы уравнений (1) для ролика в повернутом положении:

$$\begin{cases} v_1(\xi + h) = V_2(\xi, \varphi); \\ v_1'(\xi + h) = \partial_\xi V_2(\xi, \varphi). \end{cases} \qquad (4)$$

Здесь и далее введены обозначения частных производных по типу $\partial_\xi = \partial/\partial_\xi$.

При параболическом очертании контура ролика имеем:

$$v_1(x) = \sqrt{R - x^2};$$

$$v_2(x) = R - \omega x^2, \qquad (5)$$

где R — радиус провода; $\omega < 1/2R$ — коэффициент кривизны контура ролика.

В параметрическом задании примем $t = x$. Тогда уравнение (2) примет вид:

$$\alpha t^2 - 2\beta t + \gamma = 0, \qquad (6)$$

где $\alpha = \omega\sin\varphi$; $2\beta = \cos\varphi$; $\gamma = x - A_x(1 - \cos\varphi)(R - A_y)\sin\varphi$.

Решив квадратное уравнение (6) относительно t, получим:

$$y = A_y - (t - A_x)\sin\varphi + \\ + (R - \omega t^2 - A_y)\cos\varphi = V_2(x, \varphi);$$

$$t(x, \varphi) = \alpha^{-1}\left(\beta - \sqrt{\beta^2 - \alpha\gamma}\right).$$

Далее обращаемся к компьютерной математике [12]. Для определения производной используем выражение

$$\partial_\xi V_2 = \frac{\dot{y}}{\dot{x}} = \\ = -\frac{\sin\varphi + 2\omega t(\xi, \varphi)\cos\varphi}{\cos\varphi - 2\omega t(\xi, \varphi)\sin\varphi}.$$

Численно решая систему уравнений (4) для набора значений h, находим функции $\xi(h)$, $\varphi(h)$. Выражения функций получаем интерполяцией массивов их значений.

В примере расчета были приняты значения параметров: $R = 0{,}025$ м; $\omega = 0{,}97/2R$ м$^{-1}$; $r_0 = 0{,}15$ м; $A_x = 0{,}5$ м; $A_y = 0{,}2$ м. График функции $\varphi(h)$ представлен на рис. 3, *а*. Потенциальная энергия пропорциональна квадрату удлинения пружины:

$$\Pi = c(l - l_0)^2/2;$$

$$l = \\ = \sqrt{b^2(1 - \cos\varphi)^2 + (A_y + b\sin\varphi)^2}.$$

Здесь b — расстояние от шарнира A до точки крепления конца пружины; l_0 — начальная длина пружины.

В численном примере жесткость $c = 10$ кН/м, $b = l_0 = 0{,}1$ м. График функции $P(h)$, определенной формулой (3), приведен на рис. 3, *б*. Максимальная нагрузка, которую выдерживает подвес, определяется численно и при $h = 1{,}4$ см составляет $P_{\max} = 167$ Н. Этого недостаточно, но алгоритм расчета позволяет подобрать параметры более прочного подвеса для реального робота.

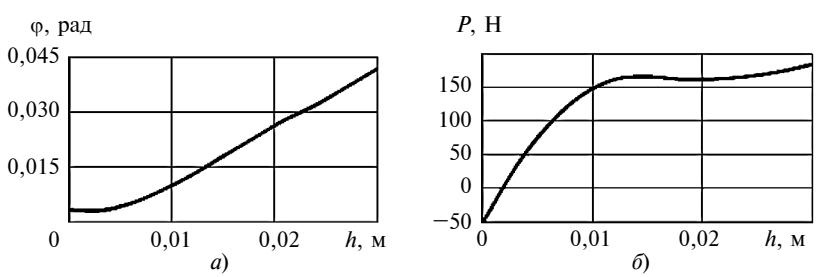


Рис. 3. Зависимости от смещения *h* провода угла φ поворота ролика (*а*) и силы *P* (*б*)

Контакт упругих тел

Рассмотрим ролик и провод как упругие тела, используя классическое решение Герца [4]. Контактирующая с проводом поверхность вращения ролика задается векторным уравнением:

$$\mathbf{R}(\theta, \zeta) = r(\zeta)\mathbf{e}_r(\theta) + \zeta\mathbf{k}, \qquad (7)$$

где $r \equiv r_0 + \omega\zeta^2$.

Обозначения криволинейных координат θ, ζ и ортов направлений в формуле (7) соответствуют рис. 4; коэффициент ω тот же, что в формуле (5).

По правилам дифференциальной геометрии поверхностей [7]

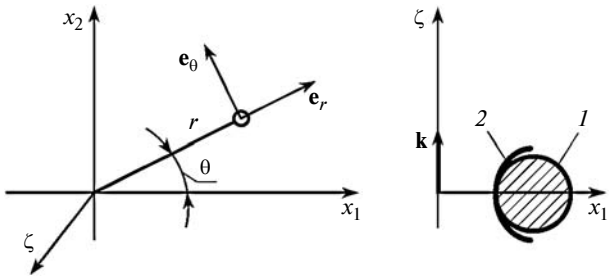


Рис. 4. Поверхность ролика в проекциях на две плоскости цилиндрической системы координат

найдем сначала векторный базис и кобазис:

$$\mathbf{R}_\theta = \partial_\theta \mathbf{R} = r\mathbf{e}_\theta;$$

$$\mathbf{R}_\zeta = \partial_\zeta \mathbf{R} = \mathbf{k} + 2\omega\zeta\mathbf{e}_r;$$

$$\mathbf{R}^\theta = r^{-1}\mathbf{e}_\theta;$$

$$\mathbf{R}^\zeta = m^{-2}(\mathbf{k} + 2\omega\zeta\mathbf{e}_r);$$

$$m \equiv \sqrt{1 + 4\omega^2\zeta^2}.$$

Далее выразим оператор Гамильтона $\nabla = \mathbf{R}^\theta\partial_\theta + \mathbf{R}^\zeta\partial_\zeta$ и определим орт нормали и тензор кривизны поверхности:

$$\mathbf{n} = \frac{\mathbf{R}_\theta \times \mathbf{R}_\zeta}{|\mathbf{R}_\theta \times \mathbf{R}_\zeta|} = (\mathbf{e}_r - 2\omega\zeta\mathbf{k})/m;$$

$$\mathbf{b} = -\nabla\mathbf{n} = -\frac{1}{rm}\mathbf{e}_\theta\mathbf{e}_\theta + \frac{2\omega}{m^5}(\mathbf{k} + 2\omega\zeta\mathbf{e}_r)(\mathbf{k} + 2\omega\zeta\mathbf{e}_r).$$

Направления $\mathbf{e}_\theta$, $\mathbf{k} + 2\omega\zeta\mathbf{e}_r$ являются главными для тензора $\mathbf{b}$. Величины, обратные соответствующим главным значениям, — это радиусы кривизны поверхности (в перпендикулярных направлениях). При $\zeta = 0$ имеем радиусы: r_0 на линии θ и $1/2\omega$ на линии ζ. Знаки главных значений противоположны — поверхность ролика напоминает седло.

Результаты геометрического анализа используем в известном решении контактной задачи [4]. В плоскости касания $z = 0$; принимается параболическая аппроксимация границ: $z_{1,2} = A_{1,2}x^2 + 2B_{1,2}xy + C_{1,2}y^2$ (для каждого тела ось z направлена внутрь). На сплющенной площадке контакта $z_1 + z_2 + w_1 + w_2 = \delta$, где $w_{1,2}$ — упругие перемещения, δ — сближение тел.

В решении Герца каждое из тел считается упругим полупространством. Перемещения на границе находятся с применением теории потенциала и эллиптических функций. В результате сложных выкладок получена система соотношений [4]:

$$\begin{cases} w = \delta - \dfrac{x^2}{2R_1} - \dfrac{y^2}{2R_2}; \\ \delta = \dfrac{3Q\Omega}{2a}K(\varepsilon); \\ \Omega \equiv \dfrac{1}{\pi}\left(\dfrac{1-\nu_1^2}{E_1} + \dfrac{1-\nu_2^2}{E_2}\right); \\ \dfrac{1}{R_1} = \dfrac{3Q\Omega}{a^3}D(\varepsilon); \\ \dfrac{1}{R_2} = \dfrac{3Q\Omega}{a^3}\dfrac{B(\varepsilon)}{1-\varepsilon^2}. \end{cases} \quad (8)$$

Здесь Q — прижимающая сила; ε — эксцентриситет эллиптической площадки контакта; $E_{1,2}$ и $\nu_{1,2}$ — модули Юнга и коэффициенты Пуассона тел; a — большая полуось эллипса.

В формулы (8) входят эллиптические интегралы:

$$K(\varepsilon) = \int_0^{\pi/2} \Delta^{-1}d\theta;$$

$$E(\varepsilon) = \int_0^{\pi/2} \Delta d\theta;$$

$$D(\varepsilon) = (K - E)/\varepsilon^2;$$

$$B(\varepsilon) = K - D,$$

где $\Delta \equiv \sqrt{1 - \varepsilon^2\sin^2\theta}$, интегралы легко вычисляются в Mathcad.

Порядок расчета упругого контакта [4]:

1. Определяем радиусы $R_1 = r_0$, $R_2 = (R^{-1} - 2\omega)^{-1}$.

2. Находим эксцентриситет ε как численное решение уравнения

$$R_1/R_2 = B(\varepsilon)/[(1 - \varepsilon^2)D(\varepsilon)] \quad (9)$$

(не зависит от нагрузки).

3. Вычисляем длину a полуоси площадки контакта и сближение δ тел — они пропорциональны $Q^{1/3}$ и $Q^{2/3}$ соответственно.

4. Определяем контактное давление в центре площадки $p_0 = 3Q/2\pi ab$.

В численном примере при радиусах $R_1 = 0{,}833$ м; $R_2 = 0{,}15$ м из уравнения (9) получено $\varepsilon = 0{,}946$. Принимая для материалов провода и ролика $E_1 = 70$ ГПа, $E_2 = 200$ ГПа, $\nu_1 = 0{,}33$, $\nu_2 = 0{,}25$ и считая нагрузку $Q = 1$ кН, найдем: $a = 2{,}82$ мм, $b = 0{,}912$ мм, $\delta = 7{,}54$ мкм, $p_0 = 1{,}86$ МПа. Сближение δ ничтожно, но контактное давление p_0 велико и может вызвать неупругие деформации.

Определив размеры площадки контакта, можно оценить момент трения качения шкивов по проводу и необходимую мощность двигателя [13]. Сила давления на провод находится по натяжению пружины.

Итак, рассмотрено контактное взаимодействие роликов робота-инспектора и провода ЛЭП с применением двух моделей — твердых тел и упругих (по Герцу). Аналитическими и численными средствами математического моделирования определены возникающие деформации и силы. Основным результатом является расчет предельной нагрузки на подвес.

УДК 519.718.2

В. С. УТКИН, д-р техн. наук (Вологодский ГУ), e-mail: UtkinVoGTU@mail.ru

Определение остаточной несущей способности и надежности несущих элементов технологических машин с использованием теории свидетельств Демпстера—Шефера

Рассмотрены методы оценки несущей способности и надежности на базе статистической информации о контролируемых параметрах в расчетных моделях предельных состояний в интервальном виде. Использована теория свидетельств Демпстера—Шефера. Рассчитана балка траверсы сталеразливочного стенда металлургического завода на этапе эксплуатации.

Ключевые слова: несущая способность, предельная нагрузка, надежность, теория свидетельств, сталеразливочный стенд, балка, траверса, интервалы нагрузок, дискретные нагрузки, безопасность.

The evaluation methods of load-carrying ability and reliability on the base of statistic information about the controlled parameters in analysis models of limit states in the interval form are considered. The Dempster—Shafer evidence theory was used. The cross-arm beam of a steel-pouring stand of a metallurgical plant on the stage of service is analyzed.

Keywords: load-carrying ability, limit load, reliability, evidence theory, steel-pouring stand, beam, cross-arm, load intervals, discrete loads, safety.

Обеспечению безопасности производственных процессов (особенно на предприятиях повышенной опасности) уделяется особое внимание в теоретических разработках и практических методах ее оценки. Причинами аварий технологического оборудования являются физический износ, дефекты при его производстве, перегрузки, нарушение технологических процессов и т. д. Своевременное прекращение эксплуатации технологического оборудования, выявление "слабых мест", периодический контроль и даже мониторинг позволяют предупредить аварии, продлить срок эксплуатации технологического оборудования, снизить производственные расходы и повысить объем и качество выпускаемой продукции.

Рассмотрим методы оценки безопасности эксплуатации несущих элементов сталеразливочного стенда металлургического завода по критерию прочности. Стенд предназначен для приема сталеразливочного ковша с жидким металлом с разливочного крана, передачи ковша, поворота траверсы на 180° и т. д. Он состоит из двух основных частей — подковообразных балок, предназначенных для установки сталеразливочных ковшей, и траверсы из двух балок коробчатого сечения. На несущие элементы стенда действует большая нагрузка (только масса разливочных ковшей с расплавом металла составляет 500 т) при высоких температурах и непрерывном технологическом процессе. Оценка остаточной несущей способности, надежности и остаточного временного ресурса металлоконструкций сталеразливочного стенда — актуальная задача.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 19)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Toussaint K., Pouliot N., Montambault S.** Transmission Line Maintenance Robots Capable of Crossing Obstacles: State-of-the-art Review and Challenges Ahead // Journal of Field Robotics. 26(5). 2009. P. 477—499.

2. **Бахрами М. Р.** Новая машина для диагностики линий электропередач // Современное машиностроение. Наука и образование. 2014. № 4. С. 292—298.

3. **Левина З. М., Решетов Д. Н.** Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.

4. **Лурье А. И.** Теория упругости. М.: Наука, 1970. 940 с.

5. **Галин Л. А.** Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. М.: Наука, 1980. 364 с.

6. **Джонсон К. Л.** Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1989. 510 с.

7. **Елисеев В. В.** Механика деформируемого твердого тела. СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2006. 231 с.

8. **Дроздов Ю. Н., Соколов С. Л., Ушаков Б. Н.** Расчетно-экспериментальный анализ контактных напряжений в шарнирных соединениях // Вестник машиностроения. 2013. № 4. С. 32—38.

9. **Иванов А. С.** Справочные данные для расчета на контактную жесткость при конструировании машин // Вестник машиностроения. 2005. № 2. С. 37—40.

10. **Иванов А. С., Попов Б. А.** Расчет соединения с натягом с учетом контактной жесткости сопрягаемых поверхностей // Вестник машиностроения. 2005. № 4. С. 31—35.

11. **Нахатакян Ф. Г.** Механика контактного сближения упругих тел в задаче Герца // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2010. № 5. С. 48—56.

12. **Кирьянов Д. В.** Mathcad 14. СПб.: БХВ-Петербург, 2007. 704 с.

13. **Елисеев В. В., Бахрами М. Р.** Динамика провода ЛЭП с роботом-инспектором при ограниченной мощности двигателя // Теория механизмов и машин. 2015. № 4(28). Т. 13. С. 6—11.

В работе [1] предложены "новые методики определения остаточной несущей способности металлоконструкций" применительно к основному несущему элементу сталеразливочного стенда — балке траверсы и рассмотрены решения по оценке ее несущей способности. Предложенный в работе [1] метод основан на ранее известных подходах к оценке остаточной несущей способности балок [2—4]. В качестве меры несущей способности используется значение предельной нагрузки, не приводящее конструкцию в предельное состояние и выявленное экспериментально-теоретическим методом по критерию прочности. Для этого проводят испытания балки траверсы с измерениями деформаций при одной или нескольких испытательных нагрузках и строят диаграммы (рис. 1).

По графикам или аналитически определяют значения предельных нагрузок в виде интервалов $[F^{\text{н}}_{\text{пр}},\ F^{\text{в}}_{\text{пр}}]$, показанных на рис. 1, *а*, *б*. Аналогичные результаты получены в работах [2—4].

Для этого графики функций ограничивают значениями предельных напряжений $\sigma_{\text{т}}$ или деформаций $\varepsilon_{0,2}$ для данной стали балки траверсы и их доверительными интервалами, как показано на рис. 1, *а*, *б*, и находят значения предельной нагрузки в виде интервалов $[F^{\text{н}}_{\text{пр}},\ F^{\text{в}}_{\text{пр}}]$.

Доверять результату как одному из значений случайной величины, полученной после проведения лишь одного эксперимента, даже при многократном приложении испытательных нагрузок, применительно к сталеразливочным стендам небезопасно. В малоответственных системах (но не для сталеразливочного стенда) из интервала $[F^{\text{н}}_{\text{пр}},\ F^{\text{в}}_{\text{пр}}]$, полученного из одного испытания, можно принять безопасную эксплуатационную нагрузку из условия $F_{\text{экс}} < F^{\text{н}}_{\text{пр}}$ и даже определить коэффициент запаса (коэффициент "незнания") $K = F^{\text{н}}_{\text{пр}}/F_{\text{экс.max}}$. Однако для более объективной оценки безопасности сталеразливочного стенда необходимо определить несущую способность и надежность по нескольким независимым испытаниям, т. е. по нескольким интервалам предельной нагрузки, определенным по критерию прочности несущих элементов стенда.

Наиболее важным критерием оценки надежности для элементов сталеразливочного стенда является сохранение прочности. Для выявления этого свойства, например, для балки траверсы сталеразливочного стенда следует проводить несколько экспериментов, чтобы иметь некоторое множество значений интервалов $[F^{\text{н}}_{\text{пр}},\ F^{\text{в}}_{\text{пр}}]_i$, $i = 1, 2, ..., n$.

Эксперименты с балкой траверсы можно проводить только при неработающем стенде, т. е. в течение ограниченного времени. Это не позволяет получить число значений интервалов $[F^{\text{н}}_{\text{пр}},\ F^{\text{в}}_{\text{пр}}]_i$, необходимое для вероятностно-статистического анализа. Поэтому для оценки несущей способности и надежности балки траверсы предлагается использовать теорию свидетельств Демпстера—Шефера [5, 6].

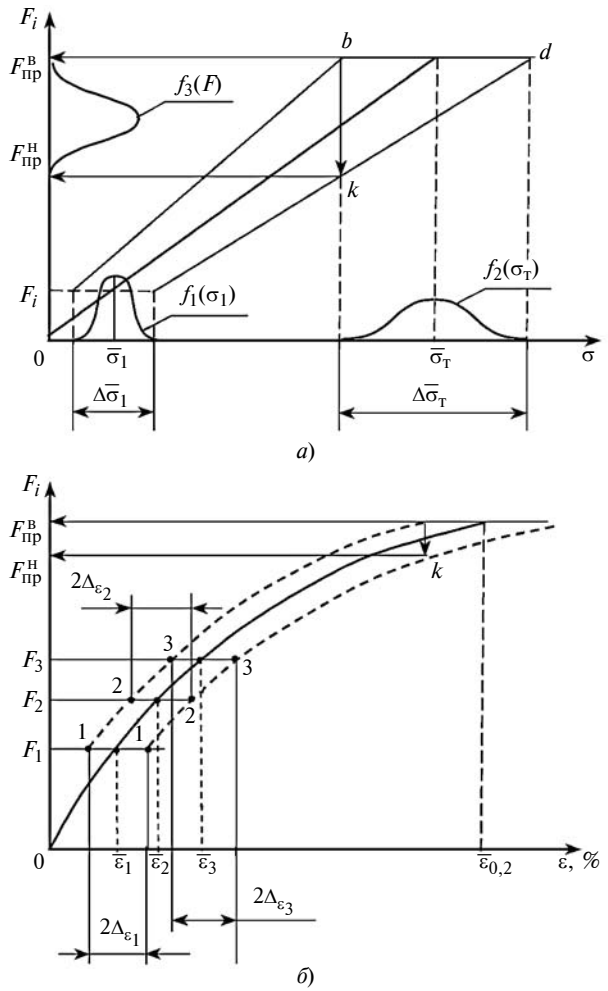


Рис. 1. Диаграммы *F*—σ при линейной зависимости (*а*) и *F*—ε при нелинейной зависимости (*б*):

F_i — испытательная нагрузка; $F^{\text{н}}_{\text{пр}}$, $F^{\text{в}}_{\text{пр}}$ — нижняя и верхняя предельные испытательные нагрузки; $\bar{\varepsilon}_i$ — среднее значение деформации в интервале $2\Delta\varepsilon_i$

Не останавливаясь на теоретической части этого математического направления, отметим, что по этой теории рассматриваются случайные множества, в частности вида $[F^{\text{н}}_{\text{пр}},\ F^{\text{в}}_{\text{пр}}]$, т. е. случайные величины, принимающие значения в виде некоторого множества интервалов (вместо точек).

По этой теории [7] символом **Ω** обозначают универсальное множество, а его подмножество обозначают символом A_i. Применительно к расчетам надежности балки траверсы стенда универсальное множество — множество предельных нагрузок, а подмножество A_i является интервалом предельных нагрузок (при одном испытании) вида $[F^{\text{н}}_{\text{пр}},\ F^{\text{в}}_{\text{пр}}]_i$.

В теории свидетельств для описания событий, измерений, наблюдений в виде интервалов вводят функции доверия $Bel(A)$ и правдоподобия $Pl(A)$.

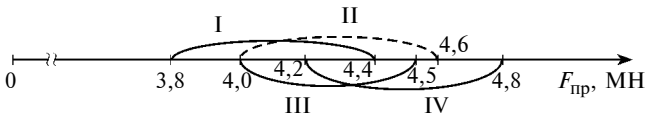


Рис. 2. Схема заданных интервалов предельной нагрузки

При этом $Bel(A) = \sum\limits_{A_i: A_i \subseteq A} m(A_i)$, $Pl(A) = \sum\limits_{A_i: A_i \neq 0} m(A_i)$, где $m(A_i) = c_i/N$, N — число интервалов предельной нагрузки, c_i — количество наблюдаемых подмножеств (в расчетах надежности несущего элемента стенда $c_i = 1$).

Чтобы найти нижнее и верхнее математические ожидания непрерывной случайной величины X, используют формулы [7, 8]:

$$\left.\begin{aligned} \underline{E}X &= \int\limits_{\Omega} \omega \frac{\mathrm{d}\bar{F}(x)}{\mathrm{d}x} \mathrm{d}\omega = \sum_{i=1}^{n} m(A_i) \inf A_i; \\ \bar{E}X &= \int\limits_{\Omega} \omega \frac{\mathrm{d}\underline{F}(x)}{\mathrm{d}x} \mathrm{d}\omega = \sum_{i=1}^{n} m(A_i) \sup A_i. \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

По совокупности значений интервалов вида $[F_{пр}^{н}, F_{пр}^{в}]_i$, $i = 1, 2, ..., n$ находят статистические математические ожидания в виде нижнего и верхнего значений случайной величины X (для предельной нагрузки), обозначаемых $\underline{E}F_{пр}$ и $\bar{E}F_{пр}$.

Допустим, что в результате каждого испытания балки траверсы в соответствии с работами [1—3] для периодов остановки работы сталеразливочного стенда разной продолжительности получены следующие интервалы предельной нагрузки $[F_{пр}^{н}, F_{пр}^{в}]_i$: [3,8; 4,4], [4,0; 4,6], [4,2; 4,8], [4,0; 4,5] МН. Каждый результат соответствует одному наблюдению $c_i = 1$. Всего было 4 наблюдения.

Тогда согласно формуле (1) нижняя и верхняя границы значения несущей способности (предельной нагрузки) балки траверсы составят соответственно:

$$\underline{E}F_{пр} = \frac{1}{4}3{,}8 + \frac{1}{4}4 + \frac{1}{4}4{,}2 + \frac{1}{4}4 = 4 \text{ МН};$$

$$\bar{E}F_{пр} = \frac{1}{4}4{,}4 + \frac{1}{4}4{,}6 + \frac{1}{4}4{,}8 + \frac{1}{4}4{,}5 = \frac{18{,}3}{4} = 4{,}57 \text{ МН}.$$

Несущая способность балки траверсы будет характеризоваться средним интервалом значений предельной нагрузки [4; 4,57] МН. Истинное значение предельной нагрузки неизвестно, оно внутри интервала. По условию безопасности для сталеразливочного стенда следует принимать наименьшее значение, т. е. в данном случае $\underline{F}_{пр} = 4$ МН. В менее опасных случаях [8] можно рисковать и принимать $F_{пр} > \underline{F}_{пр}^{н}$.

Аналогично рассмотренному можно оценить несущую способность других несущих элементов стенда и выявить "слабое звено" в механической системе. Если место приложения испытательной нагрузки F_i не совпадает с местом приложения эксплуатационной нагрузки $F_{экс}$ или они отличаются по виду, то теоретическим расчетом устанавливается связь между $F_{экс.пр}$ и $F_{пр}$ или между $q_{экс.пр}$ и $F_{пр}$. Важнейшей мерой безопасности механической системы или одного элемента является надежность элемента или системы по различным критериям работоспособности.

Под надежностью в машиностроении понимается [9] "свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах все параметры, обеспечивающие выполнение требуемых функций в заданных условиях эксплуатации".

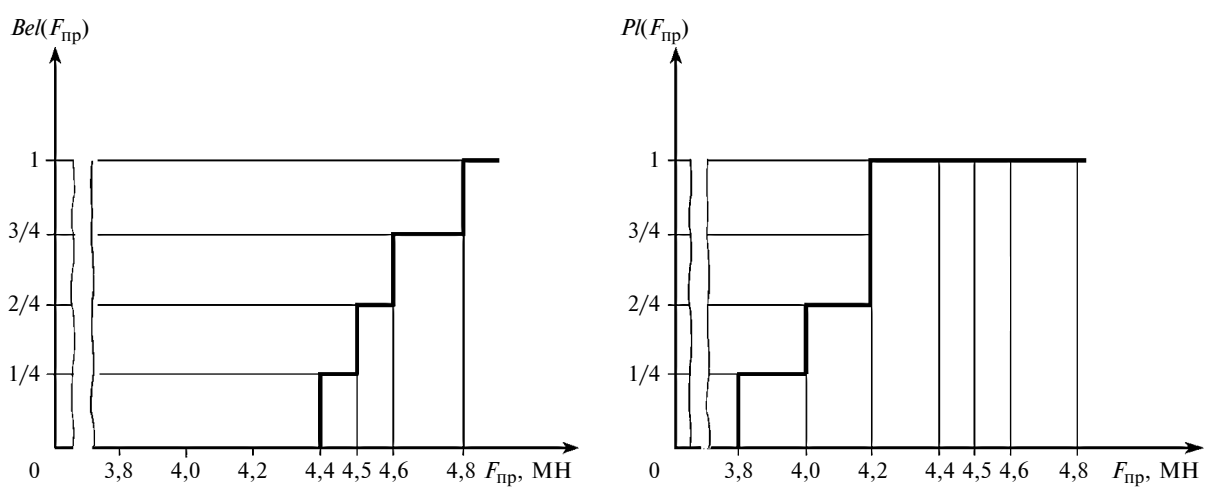


Рис. 3. Функции $Bel(F_{пр})$ и $Pl(F_{пр})$

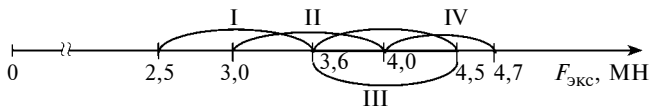


Рис. 4. Схема интервалов $F_{экс}$

Для определения надежности по критерию предельной нагрузки, представленной в виде совокупности интервалов, строят функции доверия $Bel(F_{пр})$ и правдоподобия $Pl(F_{пр})$ [7]. Применительно к исходным данным приведенного выше примера предварительно строим заданные интервалы на оси $0—F_{пр}$ (рис. 2), показанные дугами I÷IV.

По рис. 2 находим функции *Bel* (число дуг левее рассматриваемого значения на оси $0—F_{пр}$) и *Pl* (число полных и частичных дуг правее рассматриваемого значения).

В результате имеем: $Bel(0; 3{,}8) = 0$, $Bel(0; 4{,}0) = 0$, $Bel(0; 4{,}2) = 0$, $Bel(0; 4{,}4) = 1/4$, $Bel(0; 4{,}5) = 2/4$, $Bel(0; 4{,}6) = 3/4$, $Bel(0; 4{,}8) = 4/4$ и $Pl(0; 3{,}8) = 1/4$, $Pl(0; 4{,}0) = 2/4$, $Pl(0; 4{,}2) = 4/4$, $Pl(0; 4{,}4) = 4/4$, $Pl(0; 4{,}5) = 4/4$, $Pl(0; 4{,}6) = 4/4$, $Pl(0; 4{,}8) = 4/4 = 1$.

По значениям *Bel* и *Pl* строим функции $Bel(F_{пр})$ и $Pl(F_{пр})$, представленные на рис. 3.

Для оценки надежности несущего элемента кроме этих данных необходима информация об эксплуатационной нагрузке, воспринимаемой несущим элементом, например балкой траверсы. Для получения этой информации измеряют те или иные контролируемые параметры, имеющие связь с эксплуатационной нагрузкой. Таким параметром может быть деформация от действующей в течение некоторого времени эксплуатационной нагрузки. Результаты измерений представляют в виде интервалов или дискретных значений, полученных с определенной вероятностью. По полученным данным строят графики функций $Bel(F_{экс})$ и $Pl(F_{экс})$ — характеристик эксплуатационной нагрузки.

В качестве примера рассмотрим интервалы $F_{экс}$. Пусть известны интервалы [2,5; 3,6]; [3,0; 4,0]; [3,6; 4,5]; [4,0; 4,7] МН. Предварительно по этим значениям построим условную схему (рис. 4), согласно которой имеем следующие значения функций: $Bel(0; 2{,}5) = 0$, $Bel(0; 3{,}0) = 0$, $Bel(0; 3{,}6) = 1/4$, $Bel(0; 4{,}0) = 2/4$, $Bel(0; 4{,}5) = 3/4$, $Bel(0; 4{,}7) = 4/4 = 1$ и $Pl(0; 2{,}5) = 1/4$, $Pl(0; 3{,}0) = 2/4$, $Pl(0; 3{,}6) = 3/4$, $Pl(0; 4{,}0) = 4/4$, $Pl(0; 4{,}5) = 4/4$, $Pl(0; 4{,}7) = 4/4$. По полученным значениям строим графики функций $Bel(F_{экс})$ и $Pl(F_{экс})$, представленные на рис. 5.

Верхнее значение надежности несущего элемента (балки траверсы) найдем по графикам функций $Bel(F_{пр})$ и $Pl(F_{экс})$. Для этого определяем значения $F_{пр}$ при их изменениях (скачках) и отмечаем их на графике $Bel(F_{пр})$. По условиям примера и согласно рис. 3 это значения 4,4; 4,5; 4,6; 4,8. При этих значениях нагрузки по графику $Pl(F_{экс})$ определяем значения функции $Pl(F_{экс})$, которые суммируем и делим на число интервалов $F_{пр}$. В приведенном примере имеем $\bar{P}(F_{экс} \le F_{пр}) = (1 + 1 + 1 + 1)\frac{1}{4} = 1$.

Нижнее значение надежности несущего элемента найдем по графикам $Pl(F_{пр})$ и $Bel(F_{экс})$ по тому же правилу: $\underline{P}(F \le F_{пр}) = \left(\frac{1}{4} + \frac{2}{4} + 2 \cdot \frac{2}{4}\right)\frac{1}{4} = \frac{7}{16} = 0{,}437$. Надежность несущего элемента характеризуется интервалом [0,437; 1].

Нижнее значение вероятности безотказной работы мало, что свидетельствует о низкой надежности элемента. В связи с этим следует либо прекратить работу стенда, либо усилить или заменить элемент. Результаты расчетов получены из произвольного набора исходной информации и служат лишь для демонстрации алгоритма расчета надежности, а не для анализа результатов надежности реального элемента сталеразливочного стенда. Это

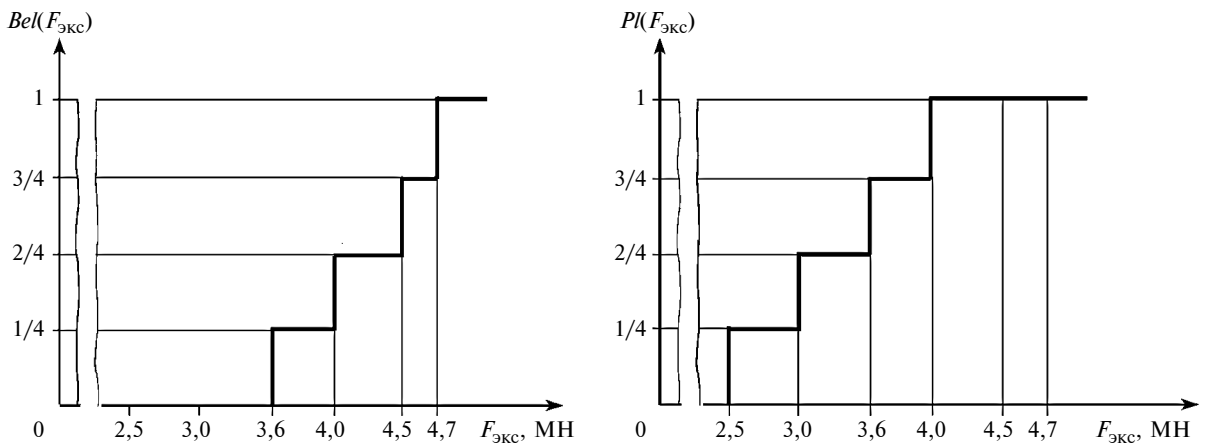


Рис. 5. Графики функций $Bel(F_{экс})$ и $Pl(F_{экс})$

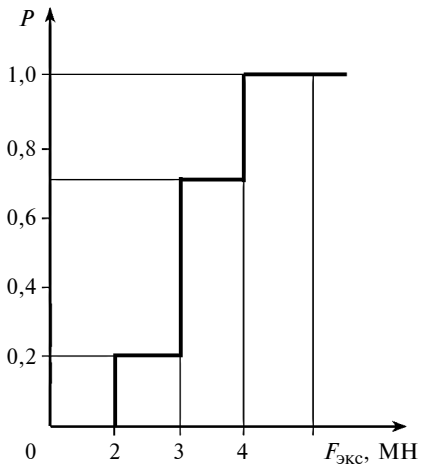


Рис. 6. Функция распределения $P(F_{экс})$

относится и к другим примерам, приведенным в статье.

Рассмотрим вариант, в котором эксплуатационная нагрузка определена в виде дискретных значений F_i, $i = 1, 2, ..., n$ с определенными значениями вероятностей P_i. Допустим это значения: $F_1 = 2$ МН при вероятности $P_1 = 0{,}2$; $F_2 = 3$ МН при $P_2 = 0{,}5$; $F_3 = 4$ МН при $P_3 = 0{,}3$.

Согласно работе [10] функция распределения такой нагрузки имеет вид, представленный на рис. 6.

Умножаем функции $Bel(F_{пр})$ и $Pl(F_{пр})$ (см. рис. 3) на функцию $P(F_{экс})$. Получим: $\overline{P}(F_{экс} \le F_{пр}) = (1 + 1 + 1 + 1)\frac{1}{4} = 1$; $\underline{P}(F_{экс} \le F_{пр}) = (0{,}7 + 1 + 1 \cdot 2)/4 = 0{,}92$. Надежность характеризуется интервалом [0,92; 1].

Рассмотрим вариант, при котором известно однозначное наибольшее значение эксплуатационной нагрузки, например $F_{экс} = 4$ МН. По рис. 3 найдем значения вероятности отказа $\underline{Q} = Bel(F_{экс} \ge F_{пр}) = Bel(4 \ge 4{,}4) = 0$, $\overline{Q} = Pl(F_{экс} \ge F_{пр}) = Pl(4 \ge 3{,}8) = \frac{2}{4} = 0{,}5$. Вероятность отказа характеризуется интервалом [0; 0,5].

Важной характеристикой безопасности несущего элемента является остаточный временной ресурс, т. е. время от последней оценки надежности до ее предельного (нормативного) значения. В последнее время этой проблеме посвящено много работ [11—13 и др.].

Можно предложить еще один метод определения остаточного временного ресурса. Для этого необходимо при разных значениях наработки определить значения надежности несущего элемента машины $P(t)$, провести обработку этих результатов методом наименьших квадратов и получить, например, степенную функцию зависимости надежности от времени работы элемента $P(t)$. Подставляя в нее значения предельной (нормативной) надежности, можно найти остаточный временной ресурс $t_{ост} = t_{пр} - t_п$, где $t_{пр}$ находят из уравнения $P(t_{пр}) = P_{норм}$, $t_п$ — время последнего измерения надежности элемента.

Таким образом, рассмотрена методика расчета надежности балки траверсы сталеразливочного стенда с использованием теории свидетельств Демпстера—Шефера по статистической информации об эксплуатационной и предельной нагрузках.

На примерах представлен алгоритм расчета надежности по исходным интервалам результатов измерений применительно к несущим элементам сталеразливочного стенда.

Предложенные методики расчетов предельной нагрузки и надежности несущего элемента машины могут быть использованы для других критериев работоспособности машин и агрегатов при интервальной исходной информации о контролируемых параметрах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кузьминов А. Л., Кожевников А. В.** Новые методики определения остаточной несущей способности металлоконструкций сталеразливочных стендов // Электронный журнал. Предотвращение аварии зданий и сооружений. 2009.04.01. С. 1—11.
2. **Погодин Д. А.** Разработка методик определения несущей способности, надежности и остаточного ресурса металлоконструкций сталеразливочных стендов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Вологда, 2004. 23 с.
3. **Пат. 2460057 Рос. Федерации:** МПК G01N3/32. Способы неразрушающего определения несущей способности строительных конструкций.
4. **Пат. 2275613 Рос. Федерации:** МПК G01N3/00. Способ неразрушающего контроля несущей способности железобетонных конструкций.
5. **Dempster A. P.** Upper and lower probabilities induced by a multivalued mapping // Annals of Mathematical Statistics. 1967. V. 38. P. 325—339.
6. **Shafer G. A.** Mathematical Theory of Evidence // Princeton University Press. 1976. 279 c.
7. **Уткин Л. В.** Анализ риска и принятие решений при неполной информации. СПб.: Наука, 2007. 404 с.
8. **Уткин В. С.** Расчет грунтового основания фундамента по несущей способности (сдвигу) на стадии эксплуатации // Инженерно-строительный журнал. СПб. ГПУ. 2014. № 1. С. 90—100.
9. **Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З.** Надежность машин: Учебное пособие. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.
10. **Шор Я. Б.** Статистические методы анализа и контроля качества и надежности. М.: Советское радио, 1962. 552 с.
11. **Майстренко И. Ю.** Оценка остаточного ресурса эксплуатируемых стальных конструкций: Дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2006. 232 с.
12. **Зайниддинов Н. С.** Оценка остаточного ресурса рам тележек тепловозов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2010. 23 с.
13. **Те В. М.** Прогнозирование остаточного ресурса металлических конструкций мостовых кранов. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2000. 23 с.

УДК 621.923.001.57

В. А. ПОЛЕТАЕВ, д-р техн. наук (Рыбинский государственный авиационный технический университет им. П. А. Соловьева),
Е. В. ЦВЕТКОВ, канд. техн. наук (ОАО "НПО "Сатурн", г. Рыбинск),
e-mail: egor.tsvetkov@npo-saturn.ru

Проектирование технологических процессов автоматизированной обработки лопаток турбин

Изложена методика проектирования автоматизированных технологических процессов изготовления лопаток газовых турбин. Рассмотрен пример технологии изготовления блока лопаток статора газовой турбины, реализуемой на многоцелевом шлифовальном станке с ЧПУ.

Ключевые слова: автоматизированные технологии, газовая турбина, лопатки, многокоординатное шлифование.

The design methodic of computer-aided technological processes of manufacture of gas turbine blades is described. The example of manufacturing technology of blades block of gas turbine stator, implemented on the multipurpose CNC grinding machine, is considered.

Keywords: computer-aided technologies, gas turbine, blades, multicoordinate grinding.

Автоматизированная обработка наружного контура деталей газотурбинных двигателей (ГТД), в частности лопаток турбин, осуществляется на многофункциональных шлифовальных центрах [1, 2]. Многокоординатное технологическое оборудование позволяет за одну установку заготовки обрабатывать большинство поверхностей детали, доступных для контакта с режущим инструментом. Поверхности детали, используемые для установки, закрытые установочными элементами приспособления, обрабатываются на последующей операции. Поэтому технологический процесс автоматизированной обработки состоит из операций, каждая из которых содержит несколько технологических переходов (схем обработки). При переходе от одной схемы обработки к другой система координат, в которой происходит формирование наружного контура детали, должна оставаться неизменной.

Для обеспечения этого условия при разработке технологического процесса необходимо:

1) выбирать технологические базы таким образом, чтобы при обработке всего контура детали они менялись только один раз, т. е. весь технологический процесс должен осуществляться не более чем за две операции;

2) формировать наружный контур детали высокопроизводительными методами шлифования, обеспечивающими требуемое качество поверхности лопаток без дополнительных операций размерной финишной обработки;

3) осуществлять формообразование наружных поверхностей детали перемещением одновременно в нескольких координатных направлениях образующей в виде линии, соответствующей профилю рабочей поверхности режущего инструмента.

Проектирование технологических операций автоматизированной обработки заключается в разработке комплекса (последовательности) схем обработки (контакта инструмента и детали). Совокупность схем должна "закрыть" формируемой технологической поверхностью весь теоретический контур наружной поверхности лопатки, обеспечив их совпадение в пределах допусков на размеры контура. При этом следует учитывать, что формообразование криволинейных поверхностей деталей происходит при одновременном перемещении инструмента и детали в пяти координатных направлениях или одновременном перемещении в четырех координатных направлениях при дискретном регулировании пятой оси, осуществляемом при наладках переходов с одной схемы обработки на другую. При выполнении каждого перехода существует вероятность "зареза" внутренних цилиндрических поверхностей или смежных с обрабатываемыми поверхностей детали. Появление "зареза" зависит от многих факторов: кривизны шлифуемой поверхности, угла наклона инструмента относительно детали, диаметра и высоты шлифовального круга; глубины профиля режущей поверхности инструмента и т. д. Поэтому разработка схем обработки является многофакторной задачей с множеством вариантов. Тот или иной вариант выбирают при проектировании технологической операции, которое осуществляется в несколько этапов.

Этап 1. ***Статистическое моделирование зоны контакта инструмента с деталью.*** Моделирование осуществляется в статическом положении инструмента и детали, соответствующем началу обработки. Наружный контур детали разбивается на отдельные участки, не перекрывающие друг друга. К каждому участку прикладывается режущая поверхность инструмента. Линию контакта сопрягаемых поверхностей инструмента и детали представляют в виде совокупности прямых ломаных линий или кривых линий с минимально возможной кривизной. Каждая схема обработки создается в условиях 3D-моделирования зоны контакта шлифовального круга с деталью. Примеры 3D-моделей обработки

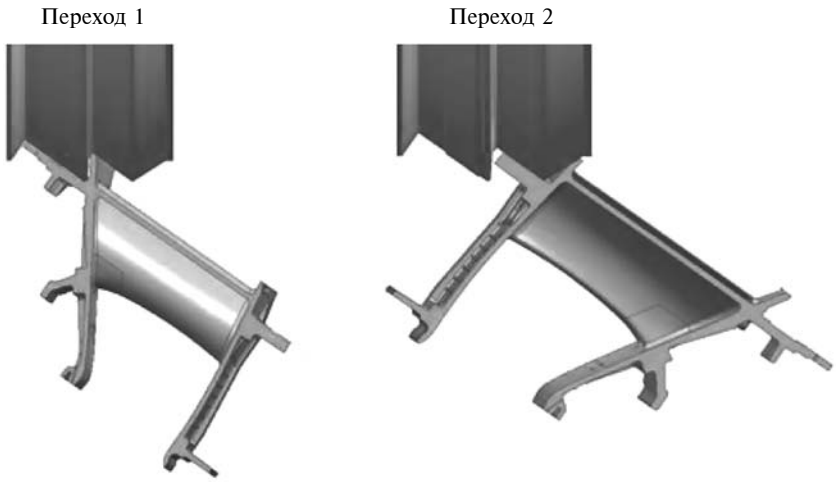


Рис. 1. 3D-модели контакта шлифовального круга с лопаткой турбины

лопатки турбины приведены на рис. 1.

Контур детали разбивают на отдельные участки, исходя из условия обеспечения одинакового объема снимаемого припуска, а также обеспечения приблизительно одинаковой длины зоны контакта инструмента и детали в плоскости, перпендикулярной направлению продольного перемещения инструмента или детали. Наиболее целесообразно формировать в рамках одного перехода, выполняемого одним режущим инструментом, две и более рабочие поверхности, т. е. использовать при обработке нескольких участков наружной поверхности лопатки один шлифовальный круг. На основе разрабатываемой модели перехода подбирают форму рабочей поверхности и размеры режущего инструмента, используемого в технологическом процессе.

На этом этапе предварительно формируются все технологические переходы, которые можно выполнить за одну установку детали. Совокупность поверхностей, образуемых на данных переходах, формирует некую технологическую поверхность, покрывающую наружный контур детали. При этом поверхности, образуемые на каждом переходе, не перекрывают друг друга.

Этап 2. ***Статическое моделирование технологической системы "инструмент—деталь—приспособление".*** На основе расширенной модели зоны контакта шлифовального круга с деталью в момент старта обработки выполняется более комплексное проектирование перехода. Модель учитывает расположение других элементов технологической системы — инструмента, детали, приспособления. Кроме того, модель детали (в данном случае лопатки) дополняется указанием расположения базовых поверхностей (точек) для ее установки и закрепления (рис. 2). При этом обеспечено следующее условие: базовые точки заготовки не должны находиться на обрабатываемых на данной операции поверхностях детали. В примере на рис. 2 расположение базовых точек *1—6* блока лопаток соплового аппарата (СА) не совпадает с поверхностями, обрабатываемыми согласно схемам, описанным выше. Это означает возможность их использования для проектирования рабочей наладки (приспособления) для установки и закрепления детали. То есть при проектировании оснастки конструктор использует выбранные им базы для сопряжения их с установочными элементами приспособления. При этом модель схемы обработки используют для ограничения размеров установочных элементов и их соединения в общем корпусе приспособления, т. е. выбранная при 3D-моделировании схема обработки служит основанием для разработки 3D-модели приспособления.

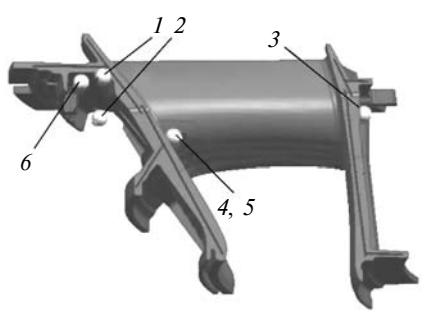


Рис. 2. Сектор соплового аппарата первой ступени и базовые точки установочных (*1—3*), направляющих (*4*, *5*) и опорной (*6*) баз

Если выбранные базовые поверхности детали не могут быть одинаковыми при реализации всех возможных схем обработки наружного контура, выбранных на этапе 1, то необходимо вернуться к этапу 1 и повторно сформировать схемы обработки с учетом уже известных баз. Как правило, повторное рассмотрение приводит к увеличению числа таких схем, т. е. числа переходов и соответственно номенклатуры используемого инструмента.

В итоге создается модель технологической системы "приспособление—инструмент—деталь", с помощью которой проверяется возможность соприкосновения инструмента с разными элементами контура детали и приспособления.

Этап 3. ***Динамическое моделирование технологического перехода.*** Анализируется состояние модели технологической системы "инструмент—деталь—приспособление" в каждый момент времени взаимного перемещения инструмента и детали в направлении рабочей подачи, т. е. состояние модели в нескольких точках цикла обработки. При этом модель приспособления и положение базовых точек не изменяются. Также неизменны форма и типоразмер режущего инструмента. Варьируется только положение детали в каждый момент обработ-

ки, причем одновременно изменяются не менее четырех координат. В рамках модели проектируемого перехода не должно быть касаний инструмента и детали с теми поверхностями, которые на данном переходе не обрабатываются.

Если такие касания возникают, то для их исключения рассматривается изменение размеров технологической оснастки и размеров режущего инструмента (кроме размеров профильной рабочей поверхности). Если эти резервы исчерпаны, необходимо вернуться к этапу 1 и решать данную задачу увеличением числа переходов, позволяющих дискретно менять положение пятой оси технологической системы или переходить к более мелкому дроблению наружного контура детали.

Этап 4. ***Моделирование технологической системы "станок—приспособление—инструмент—деталь".*** На этом этапе завершается проектирование технологического перехода обработки детали, а модель обработки дополняется моделями частей станка, участвующих в резании, т. е. моделируются: положения сопел для подачи охлаждающей жидкости, правящих инструментов и механизмов правки, защитных кожухов. Эти части технологического оборудования должны быть учтены при проектировании технологического перехода с целью исключения возможных контактов инструментов с деталью и с рабочими органами станка.

Данная методика проектирования повторяется при проектировании каждого перехода обработки наружного контура детали, т. е. степень дифференциации обработки наружного контура (число переходов, осуществляемых для его полной обработки) устанавливается исключительно на основе 3D-моделирования зоны контакта, в которой участвуют все элементы технологической системы.

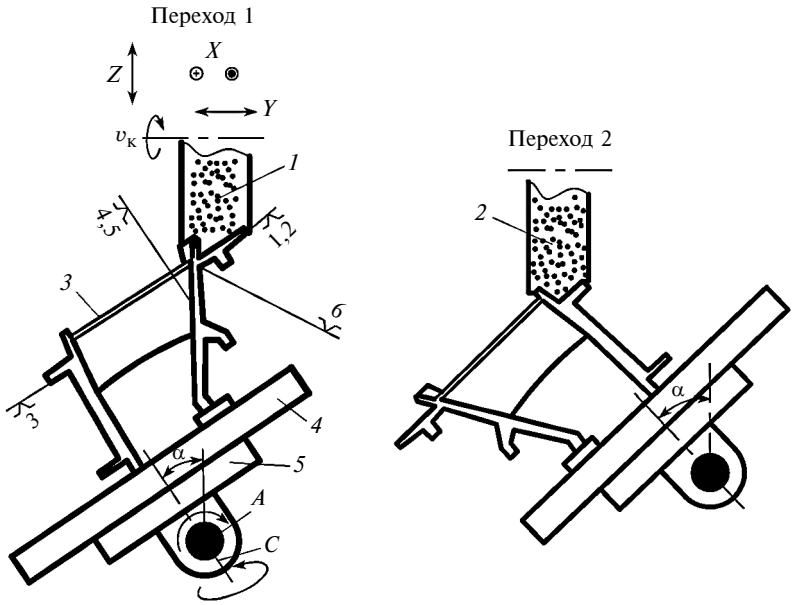


Рис. 3. Схемы переходов 1 и 2 операции 1 обработки наружного контура блока СА со стороны выходной кромки:

1, *2* — режущие инструменты; *3* — деталь; *4*, *5* — планшайбы поворотного стола; *C* и *A* — оси поворота планшайб *4* и *5*; 1 ÷ 6 — технологические базы заготовки

Сбалансированное сочетание всех элементов технологической системы и оптимальное распределение элементов наружного контура по переходам являются гарантией успешности выполнения проектируемой операции.

Примеры технологического процесса обработки наружного контура лопатки турбин, разработанного с помощью данной методики, приведены на рис. 3 и 4.

Представленные технологические схемы обработки позволяют за две операции (установки) детали полностью обработать все ее наружные и внутренние цилиндрические поверхности, а также смежные с ними торцевые плоские поверхности. На операции 1 в качестве баз используются плоские поверхности наибольшей полки блока лопаток со стороны выходной кромки (установочные базы 1, 2, 3). Этими базовыми поверхностями деталь установлена на установочные элементы оснастки, размещенной на планшайбе *4* (см. рис. 3, ось поворота C) поворотного стола. В качестве направляющей базы, как правило, используют две точки внутренней цилиндрической поверхности блока лопаток СА большего диаметра (базы 4, 5); база 6 — опорная.

На этих базах деталь обрабатывается на операции 1 за два перехода поочередно инструментами *1* и *2* при перемещении при шлифовании наружного контура детали одновременно по трем координатным направлениям (*X*, *Y*, *Z*). При поворотах вокруг осей *A* и *C* совершаются наладочные перемещения детали при смене переходов. При выполнении каждого перехода используют абразивные шлифовальные круги с профильной режущей поверхностью. Профиль режущей поверхности режущего инструмента создается соответствующим профильным инструментом (профильным алмазным роликом). То есть данная операция требует использования двух режущих и двух правящих инструментов.

Дальнейшая обработка (операция 2, см. рис. 4) осуществляется от новых баз, расположенных уже на обработанных поверхностях. При этом выбор и расположение баз аналогичны операции 1. Так, в качестве уста-

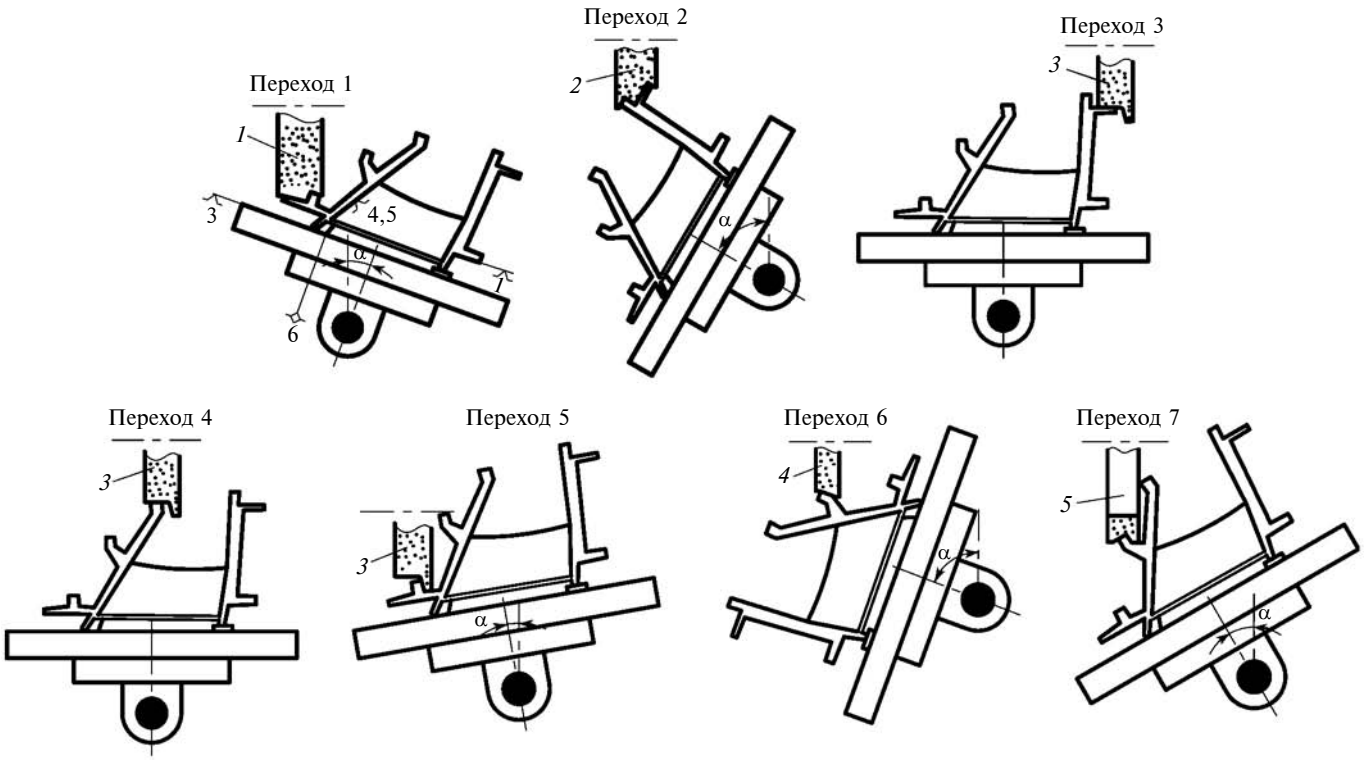


Рис. 4. Схемы обработки (переходы 1÷7) операции 2 наружного контура блока лопаток СА со стороны входной кромки:
1—5 — режущие инструменты; 1 ÷ 6 — технологические базы заготовки

новочной базы выбирается наиболее развитая плоская поверхность наибольшей полки соплового блока лопаток, обработанная на операции 1 (базы 1, 2, 3), т. е. данная поверхность является частью наружного контура детали (обработана окончательно). При этом направляющие базы 4, 5 и опорная база 6 не меняются, т. е. используются такими, какие были на операции 1. Обработка осуществляется при перемещении инструмента и детали в нескольких координатных направлениях. При этом положение оси *A* изменяется дискретно и в ограниченном диапазоне перемещений. Каждый переход отличается от другого новым режущим инструментом и новым исходным положением детали. При этом режущую поверхность выбирают таким образом, чтобы шлифование наружных и торцевых поверхностей детали осуществлялось одновременно. Здесь точность взаимного расположения цилиндрических и плоских поверхностей полок соплового блока достигает максимально возможных значений (±0,01 мкм) и ограничивается только точностными возможностями станка, а не порядком формирования поверхностей детали.

При выполнении семи переходов операции 2 используются шесть профильных шлифовальных кругов, при выполнении переходов 3 и 4 — один шлифовальный круг, т. е. при выполнении одной операции в инструментальном магазине шлифовального станка должно быть шесть режущих инструментов, а в его правящем устройстве соответствующее им число алмазных правящих роликов.

В дальнейшем на основании данных схем обработки технолог разрабатывает две операционные карты с указанием размеров формируемого наружного контура детали и девять карт наладки (две на первую операцию и семь на вторую). В картах наладки указываются схемы настройки станка при правке каждого шлифовального круга соответствующим алмазным роликом при выполнении технологического перехода.

Представленная методика проектирования технологических процессов автоматизированной обработки лопаток турбин широко используется на двигателестроительных предприятиях ОДК. В частности в НПО "Сатурн" с использованием данной методики спроектировано более тридцати технологических процессов изготовления лопаток турбин разных ГТД, применение которых доказало эффективность данной методики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Полетаев В. А.** Технология автоматизированного производства лопаток газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 2006. 256 с.

2. **Полетаев В. А., Волков Д. И.** Глубинное шлифование лопаток турбин. М.: Машиностроение, 2009. 272 с.

УДК 621.838.1

А. Я. РЫЗВАНОВИЧ, канд. техн. наук, В. А. ГЕНЕРАЛОВ, В. В. КАПРАЛОВ (Ярославский филиал Военно-космической академии им. А. Ф. Можайского), e-mail: galia712@yandex.ru

Вибрационная обработка с крутильными колебаниями шпинделя

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований импульсного вариатора, используемого в качестве вибропривода. Рассмотрено проектирование передач с регулируемой неравномерностью хода.

Ключевые слова: бесступенчатая импульсная передача, виброобработка, вибропривод.

The results of the theoretical and the experimental researches of pulse variator, used as vibrodrive, are presented. The design of transmissions with controlled velocity fluctuation is considered.

Keywords: stepless pulse transmission, vibroprocessing, vibrodrive.

Внимание к вибрационной обработке связано с наложением осевых или радиальных вибраций, исследования которых вели в МВТУ им. Н. Э. Баумана под руководством В. А. Подураева [1] и Д. Кумабэ в Японии. Интерес представляет исследование влияния крутильных колебаний, например, на обработку сверлением, которая осложняется импульсным характером вращения, когда чередуются рабочий и холостой ходы, а движение передается периодическими импульсами. Устройствами с таким движением являются импульсные вариаторы, предназначенные для бесступенчатого регулирования частоты вращения, сопровождающегося крутильными колебаниями ведомого вала [2]. Вариатор одновременно используется и как коробка скоростей, и как генератор крутильных колебаний шпинделя [3].

Для создания вариатора-генератора с заданной (оптимальной) неравномерностью хода целесообразно использовать механизм с профилированным кулачком. Рассмотрим проектирование такого кулачка. Тахограмма (рис. 1, *а*) механизма описывается следующими уравнениями:

$$\left.\begin{aligned} \varphi_1(\alpha) &= \frac{1}{i_c}\left(\frac{3+\delta}{3} - \frac{4\delta}{\pi^2}\alpha^3\right) + R_2; \\ \varphi_2(\alpha) &= \frac{A}{a}\left[\sin a(\alpha-\pi) + \sin aR_1 - B\left(\alpha - \frac{k\pi}{2}\right)\right] + \\ &+ 2R_2, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где i_c — среднее передаточное число вариатора; δ — коэффициент неравномерности хода ведомого вала вариатора; φ и α — углы поворота соответственно ведомого и ведущего валов вариатора; k — коэффициент перекрытия параболического участка тахограммы; a, A, B, R_1, R_2 — константы.

По результатам исследований с использованием специальных программ построены зависимости угла φ поворота ведомого вала, скорости и ускорения вариатора как функции угла поворота α ведущего вала (рис. 1, *в*) [4]. Для описания колебаний такого вариатора использовали коэффициент δ, характеризующий амплитуду крутильных колебаний ведомого вала.

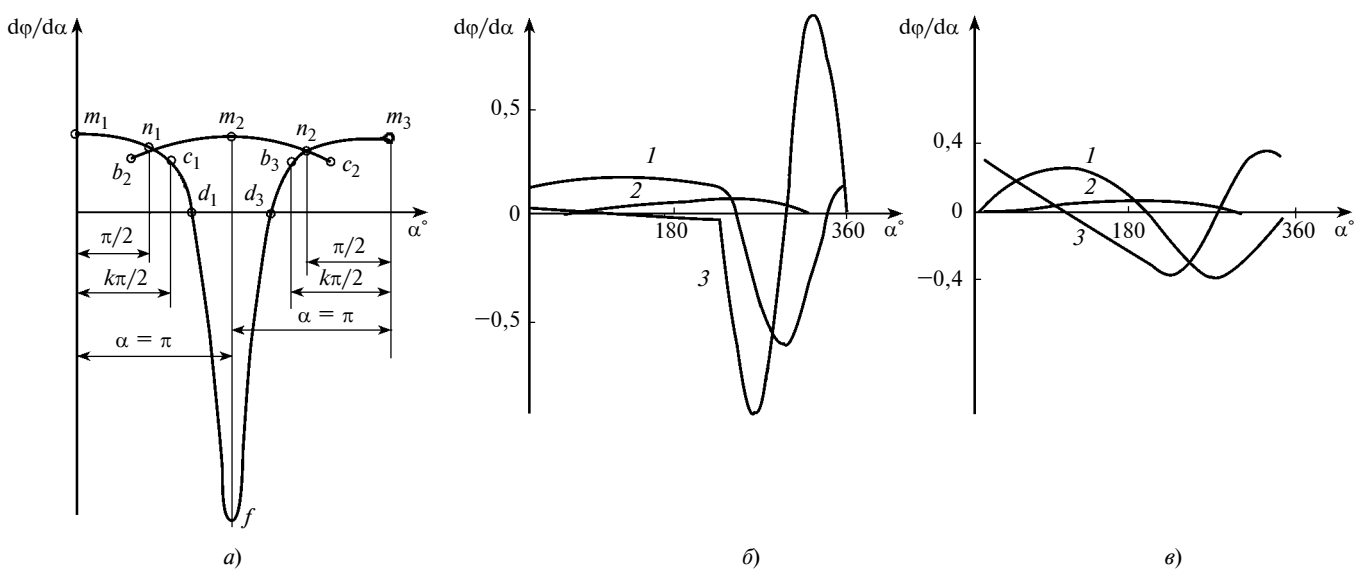


Рис. 1. Тахограмма кулачкового вариатора (*а*) и зависимости dφ/dα (*1*), φ(α) (*2*) и d²φ/dα (*3*), полученные для кулачка с δ = 0,1 (*б*) и 1,2 (*в*)

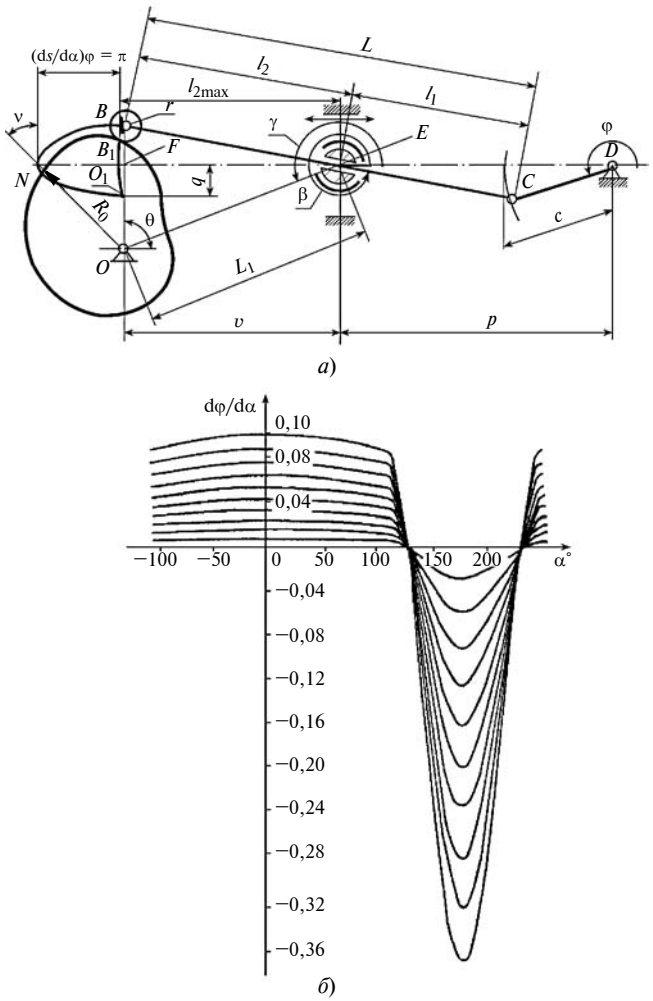


Рис. 2. Схема кулачкового вариатора с толкателем переменной длины (*а*) и его регулировочные характеристики (*б*)

Так как при регулировании частоты вращения колебания вариатора изменяются неравномерно, предложена его оригинальная конструкция [5] с опорой, которую можно перемещать вдоль толкателя без препятствия его перемещению (рис. 2). Кроме уравнений (1) работу вариатора определяют также параметры: длина толкателя $BC = L$; длина коромысла $CD = c$; расстояние $ED = p$, определяющее положение подвижной опоры E; радиус r ролика; угол γ давления; длины $EC = l_1$ и $BE = l_2$. Рассмотрим характерные положения толкателя BC и коромысла CD (см. рис. 2, *а*).

Длину l_1 определим из уравнений:

$$l_1 = \sqrt{p^2 + c^2 + 2pc\cos\varphi};$$

$$\beta = \arcsin\frac{c + \sin\varphi}{\sqrt{p^2 + c^2 + 2pc\cos\varphi}};$$

$$\frac{d\beta}{d\alpha} = \frac{c(c + p\cos\varphi)}{p^2 + c^2 + 2pc\cos\varphi}\frac{d\varphi}{d\alpha},$$

где β — угол отклонения толкателя BC.

При изменении угла β длина l_2 изменяется согласно уравнениям:

$$ds = \sqrt{(l_2 d\beta)^2 + dl_2^2};$$

$$\frac{ds}{d\varphi} = \sqrt{\left(l_2 + \frac{d\beta}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dl_2}{d\varphi}\right)^2};$$

$$\frac{ds}{d\alpha} = \frac{ds}{d\varphi}\frac{d\varphi}{d\alpha}.$$

Уравнения синтеза для расчета радиус-вектора $R = OB$ кулачка и его полярного угла θ получим из рассмотрения характерных положений толкателя BC. Первое положение толкателя соответствует его максимальному отклонению при холостом ходе, т. е. при $d\varphi_2/d\alpha = 0$ (см. рис. 1, *а*, точки d_1 и d_3 тахограммы).

Из уравнений (1) определим соответствующие этому положению углы:

$$(\alpha_0)_{12} = \pi \pm \frac{1}{a}\arccos\frac{B}{A};$$

$$\varphi' = \varphi_{2\min} = \pm\frac{A}{a}\sin\left[\arccos\left(\frac{B}{A}\right)\right]\mu\frac{B}{A}\arccos\left(\frac{B}{A}\right) + \pi.$$

Для первого положения проекцию точки B на ось DN качания толкателя BC обозначим F и определим расстояния $BF = q$ и $EF = v$:

$$q = \left(\frac{1}{\sqrt{p^2 + c^2 + 2pc\cos\varphi'}} - 1\right)c\sin\varphi';$$

$$v = \frac{l_2'}{l_1'}(p + c\cos\varphi'),$$

где $l_2' = L - l_1' = \sqrt{p^2 + c^2 + 2pc\cos\varphi'}$.

При изменении угла β на величину $d\beta$ длина $BE = l_2$ толкателя изменится на величину dl_2, определяемую из формулы:

$$\frac{dl_2}{d\alpha} = \frac{pc\sin\varphi}{\sqrt{p^2 + c^2 + 2pc\cos\varphi'}}\frac{d\varphi}{d\alpha}.$$

Если толкатель BC и коромысло CD образуют прямую линию B_1D (второе положение толкателя) (см. рис. 2, *а*), т. е. $\varphi = \pi$, $B_1E = l_2 = l_{2\max}$, то получим:

$$\left(\frac{dl_2}{d\alpha}\right)_{\varphi = \pi} = 0; \quad \left(\frac{d\varphi_2}{d\alpha}\right)_{\varphi = \pi} = \left(\frac{d\varphi_2}{d\alpha}\right)_{\max}.$$

С учетом значений $B_1B = \mathrm{d}s$; $\frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}\varphi}$; $\frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}\alpha} = \frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}\varphi}\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}\alpha}$ и условий $\left(\frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}\alpha}\right)_{\max} = \left(\frac{\mathrm{d}\beta}{\mathrm{d}\alpha}\right)_{\max} l_{2\max}$ и $\left(\frac{\mathrm{d}\beta}{\mathrm{d}\alpha}\right)_{\max} = \frac{c}{c-p}\left(\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}\alpha}\right)_{\max}$ определим

$$\left(\frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}\alpha}\right)_{\max} = c\left(\frac{L}{c-p}+1\right)\left(\frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}\alpha}\right)_{\max} \text{ и } l_{2\max} = L + c - p.$$

Минимально допустимый радиус-вектор R_0 (ON_1) эквидистанты профиля кулачка и угол γ давления определим из рис. 2, *а*:

$$R_0 \geq c\left[\left(\frac{L}{c-p}-1\right)\left(\frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}\alpha}\right)_{\max} + (L + c - p) - \left(\frac{L}{\sqrt{p^2+c^2+2pc\cos\varphi'}}-1\right)(p - c\cos\varphi')\right]\mathrm{ctg}\gamma - \left(\frac{L}{\sqrt{p^2+c^2+2pc\cos\varphi'}}-1\right)c\sin\varphi';$$

$$\mathrm{tg}\gamma = \frac{\left(\frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}\alpha}\right)_{\max} + [l_{2\max} - v]}{R_0 + q}.$$

Для обеспечения проворачиваемости (кулачок за время оборота не должен задеть опору E) должны выполняться условия:

$$R_0 \leq \left(\frac{L}{\sqrt{p^2+c^2+2pc\cos\varphi'}}-1\right)c\sin\varphi';$$

$$v = \frac{p + c\cos\varphi}{c\sin\varphi'}.$$

Радиус-вектор $\overline{R}$ эквидистанты профиля кулачка и его полярный угол θ определим по формулам:

$$\overline{R} = \sqrt{L^2 + l^2 + 2l_1l_2\cos(\alpha-\beta)};$$

$$\theta = \arccos\left(-\frac{L_1\cos\gamma + l_2\cos\beta}{R}\right),$$

где $L_1 = \sqrt{(R_0+q)^2+v^2}$; $v = wq$;

$$l_2 = L - \left(\frac{1}{\sqrt{p^2+c^2+2pc\cos\varphi}}\right); \gamma = \mathrm{arctg}\left(\frac{R_0+q}{v}\right);$$

$$\beta = \arcsin\frac{c\sin\varphi}{\sqrt{p^2+c^2+2pc\cos\varphi}};$$

β и γ — углы соответственно векторов $\overline{L}$ и $\overline{L}_1$.

Для исследования вариатора как вибропривода использовали специальную установку. Сверление стальных образцов показало, что генерируемые вибратором колебания изменяют характер стружкообразования и повышают стойкость инструмента в результате изменения вращающего момента сверла при небольшой неравномерности хода. Эксперимент не позволил установить оптимальную неравномерность хода, необходимую для проектирования профиля кулачка по предложенной методике. Конструкция вибропривода-вариатора приведена на рис. 3. Постоянная амплитуда колебаний во всем диапазоне регулирования скорости (см. рис. 2, *б*) позволяет использовать его в разных отраслях промышленности [6]. Для упрощения конструкции, генерирующей крутильные колебания, можно использовать и другие передачи.

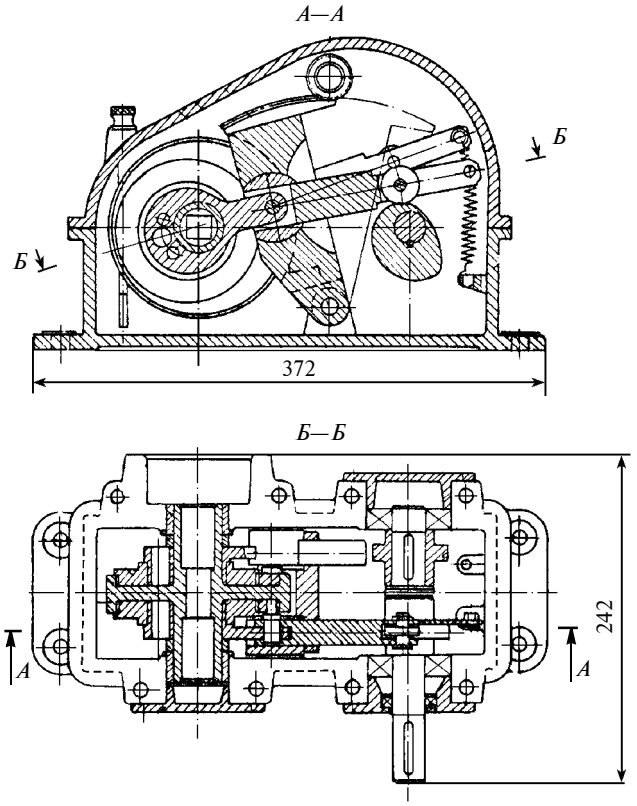


Рис. 3. Импульсный вариатор с толкателем переменной длины

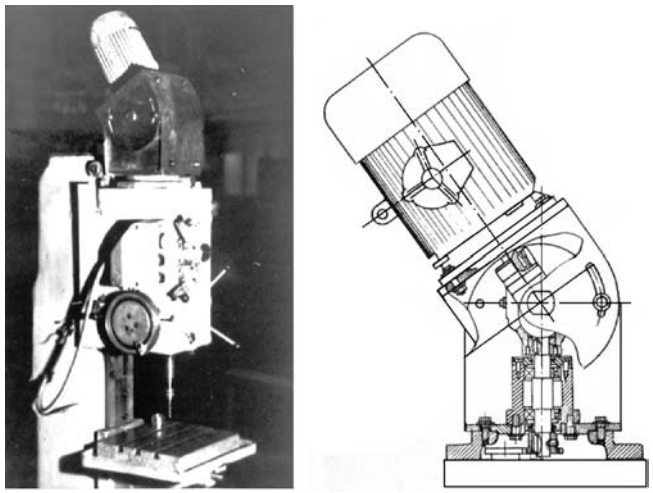
Импульсная передача [7] с двумя цилиндрическими зубчатыми колесами, установленными с одинаковым эксцентриситетом e, позволяет реализовать неравномерность хода, определяемую по формуле

$$\delta = \frac{4Ae}{(A^2+4e^2)i_c},$$

где i_c — среднее передаточное отношение; A — межцентровое расстояние.

Передача легко встраивается в привод станка только при $e_{\max} = 0{,}05A$ и $\delta_{\max} = 0{,}4$, что значительно уменьшает возможность ее использования.

Для создания оптимальных крутильных вибраций исследовали изменения скорости механизма,



а) *б*)

Рис. 4. Вертикально-сверлильный станок с виброприводом с универсальным шарниром (*а*) и конструкция шарнира (*б*)

передающего вращение, например, универсального шарнира [8]. Так, привод шпинделя вертикально-сверлильного станка (рис. 4) имеет электродвигатель, который может поворачиваться относительно центра шарнира. При этом угловая скорость сверла зависит от угла α поворота электродвигателя относительно вертикальной оси виброшпинделя и определяется соотношением:

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{\cos\alpha}{1 - \sin^2\alpha\cos^2\varphi_1},$$

а неравномерность хода $\delta = \sin^2\alpha/\cos\alpha$.

Если электродвигатель зафиксирован и угол α не изменяется, то сверло вращается с постоянной частотой. При повороте электродвигателя и ведущей вилки шарнира угол α увеличивается, соответственно изменяется амплитуда колебаний сверла, определяемая коэффициентом δ. Максимальное значение $\delta_{max} = 0{,}70$ получим при $\alpha = 45°$. При вертикальном положении электродвигателя, т. е. при $\delta = 0$ и $\alpha = 0$, станок работает без вибраций. Поворот электродвигателя относительно вертикальной оси позволяет оценить влияние вибраций на обработку.

Однако работа шарнира при углах $\alpha \geq 30°$ нежелательна, а наличие зубчатых и шпоночных соединений в коробке скоростей станка уменьшает колебания скорости. При использовании станка с таким виброприводом на ПО "Псковхимлегмаш" было отмечено как изменение характера стружки, так и повышение стойкости инструмента.

Разработан вибропривод с двумя универсальными шарнирами [9]. Входные вилки обоих шарниров установлены так, что плоскость вилки *3* первого шарнира (рис. 5, *а*) перпендикулярна плоскости вилки *4* второго шарнира. Электродвигатель *1* и промежуточная передача, например коробка скоростей *2*, соединенные муфтой *5*, смонтированы на общей раме *6* с возможностью перемещения по направляющим *7* между крайними положениями *A* и *B* центра первого шарнира.

Известно, например, использование двух универсальных шарниров в приводе шпинделя, которые скомпонованы так, что гасят колебания друг

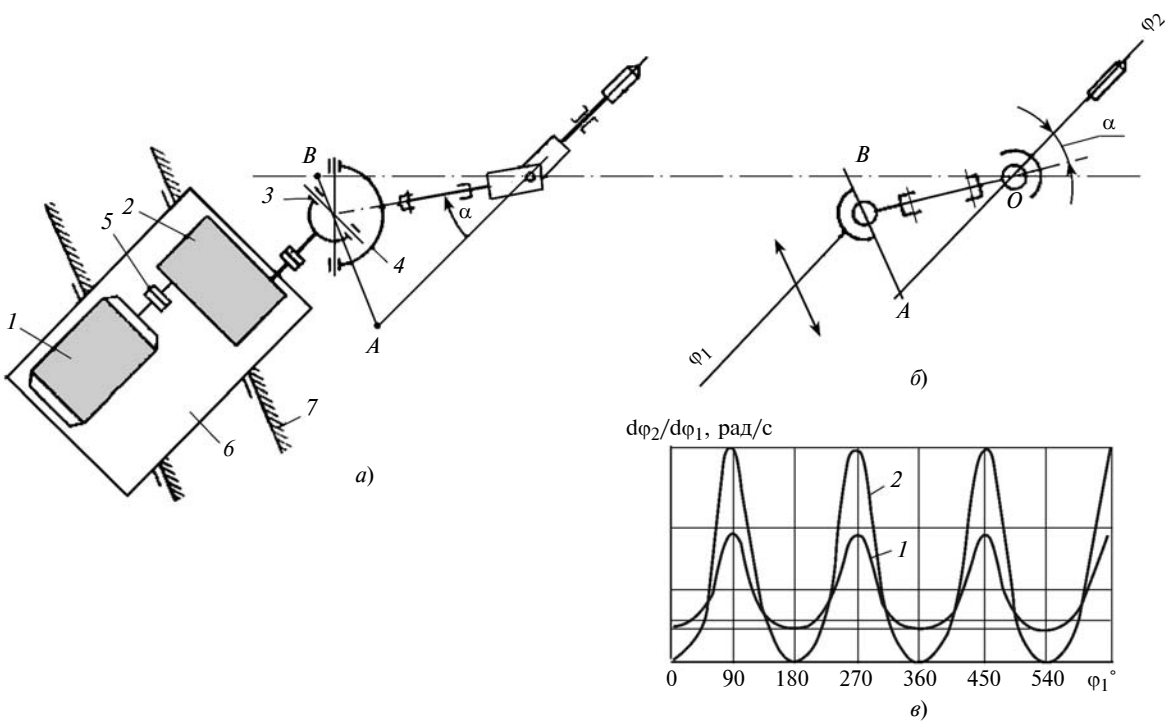


Рис. 5. Схема вибропривода с двумя универсальными шарнирами (*а*), расчетная схема вибропривода (*б*), скорости $d\varphi_2/d\varphi_1$ инструмента с одним (*1*) и двумя (*2*) шарнирами в функции угла φ_1 поворота ведущего вала (*в*)

друга, обеспечивая равномерное вращение шпинделя. В предлагаемом виброприводе шарниры скомпонованы так, что колебания первого шарнира усиливаются колебаниями второго шарнира. Определим передаточное отношение такого виброприводa:

$$i_{21} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{\cos^2\alpha}{\sin^2\varphi_1\cos^4\alpha + \cos^2\varphi_1}. \qquad (2)$$

Исходя из условия нормальной работы привода, рассмотрим положения шарниров при $\alpha = \alpha_{max} = 45°$ и определим передаточное отношение по формуле (2) при разных углах поворота входного вала промежуточной передачи:

$$i_{21} = \cos^2\alpha = \frac{1}{2} \text{ при } \varphi_1 = 0;$$

$$i_{21} = \frac{2\cos^2\alpha}{\cos^4\alpha + 1} = \frac{4}{5} \text{ при } \varphi_1 = 45°;$$

$$i_{21} = \frac{1}{\cos^2\alpha} = 2 \text{ при } \varphi_1 = 90°.$$

С учетом полученных передаточных отношений и уравнения (2) определим коэффициент

$$\delta = \frac{1 - \cos^4\alpha}{\cos^2\alpha}.$$

Таким образом, при $\alpha = 45°$ коэффициент неравномерности вращения ведомого звена (инструмента) $\delta_{max} = 1{,}5$, что в 2 раза больше его значения для привода с одним шарниром. Регулирование неравномерности хода перемещением промежуточной передачи с электродвигателем *1* по направляющим *7* в точку *A* при $\alpha = 0$ обусловливает безвибрационное вращение, т. е. $\delta = 0$, а в точку *B* — $\delta_{max} = 1{,}5$ (см. рис. 5, *а*). Отметим компактность предлагаемого привода: полное перемещение рамы с электродвигателем $AB = 76{,}6$ мм при $AO = 100$ мм (см. рис. 5, *б*), а также его простоту, технологичность, надежность и кинематическую совместимость с оборудованием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Подураев В. Н.** Обработка резанием с вибрациями. М.: Машиностроение, 1970. 350 с.
2. **Кропп А. Е.** Приводы машин с импульсными вариаторами. М.: Машиностроение, 1988. 144 с.
3. **А. с. 462568 СССР:** МКИ B23B1/00. Способ интенсификации процесса резания.
4. **Кропп А. Е., Рызванович А. Я., Козырев О. С.** О проектировании импульсного кулачкового вариатора на заданную неравномерность хода // Межвуз. сб. науч. тр. "Бесступенчато-регулируемые передачи" / Под ред. Б. А. Пронина. Ярославль: Изд-во Ярославского ПИ, 1976. 158 с.
5. **А. с. 712577 СССР:** МКИ F16H 29/00. Кулачковый импульсный вариатор.
6. **Кропп А. Е., Рызванович А. Я.** Опыт и перспективы применения импульсных вариаторов в различных отраслях промышленности // Серия "Обзоры по межотраслевой тематике № 3/47-72". М.: ГОСНИТИ, 1972. 55 с.
7. **А. с. 631268 СССР:** МКИ B23B47/02. Привод шпинделя для вибрационного резания.
8. **А. с. 545421 СССР:** МКИ B23B47/04. Привод шпинделя для вибрационного резания.
9. **А. с. 657926 СССР:** МКИ B23B47/04. Привод шпинделя для вибрационного резания.

УДК 621.43.052

А. Н. БЕРДНИК, канд. техн. наук (Тихоокеанский ГУ, г. Хабаровск), e-mail: alex.bdk75@yandex.ru

Оптимизация систем выпуска двигателя 8ЧН 18/22

Приведены результаты оптимизации систем выпуска двигателя 8ЧН 18/22 в зависимости от среднего эффективного давления, полученные при использовании эксергетического метода, метода планирования эксперимента и комплексного метода Бокса.

Ключевые слова: двигатель, система выпуска, оптимизация, среднее эффективное давление, эксергетический метод, метод планирования эксперимента, комплексный метод Бокса.

The results of optimization of 8ЧН 18/22 engine exhaust systems depending on mean effective pressure, obtained by using exergy method, experiment design method and complex Box method, are presented.

Keywords: engine, exhaust system, optimization, mean effective pressure, exergy method, experiment design method, complex Box method.

Для совершенствования технических объектов или создания новых, как правило, есть несколько путей их конструктивного улучшения, но только один — наиболее правильный и перспективный. Эффективность оптимизационных методов заключается в выборе наилучшего варианта без проверки всех возможных сочетаний параметров. Чтобы использовать математические результаты и численные методы теории оптимизации для решения конкретных задач, необходимо:

установить границы системы, подлежащей оптимизации;

определить количественный критерий, на основании которого выбирается наилучший вариант;

выбрать внутрисистемные переменные для определения характеристик и идентификации вариантов;

построить модель взаимосвязи переменных.

Если исследуемая система определена и установлены ее границы, то на следующем этапе оптимизации необходимо выбрать критерий, позволяющий оценить наилучшие характеристики системы.

Выбранные независимые переменные следует разделить на переменные, значения которых могут изменяться в достаточно широком диапазоне, и переменные, значения которых фиксированы и определяются внешними факторами.

Рассмотрим только переменные, оказывающие существенное влияние на характеристический критерий, выбранный для анализа данной системы.

В последние годы широко используют математическое планирование эксперимента с помощью математических моделей, описывающих функционирование технического объекта или системы.

При расчете каждый фактор может принимать лишь одно значение, называемое уровнем. Каждому фиксированному набору уровней факторов соответствует определенная точка в n-мерном пространстве факторов. Опыты могут быть реализованы только в точках пространства, принадлежащих допустимой области. Большинство задач оптимизации — задачи максимизации вещественнозначной функции $f(x)$ n-мерного векторного аргумента $x = (x_1, x_2, ..., x_n)$, компоненты которого ограничены сверху и снизу.

Для расчетно-экспериментального планирования эксперимента используют модели в виде алгебраических полиномов:

$$y = b_0 + \sum_{q=1}^{n} b_q x_q + \sum_{q=1}^{n} b_{qq} x_q^2 + \sum_{q<1}^{n} b_{qj} x_q x_j, \quad (1)$$

где y — исследуемая функция; b_0, b_q, b_{qq} и b_{qj} — коэффициенты модели, определяемые методом наименьших квадратов [1]; x_q и x_j — факторы.

В двигателестроении [2, 3] при планировании эксперимента регрессионную модель вида (1) используют как наиболее полно отражающую реальные процессы в термогазодинамической системе поршневых двигателей.

Одна из основных задач планирования эксперимента заключается в оптимальном расположении экспериментальных точек в области исследования факторного пространства. В настоящее время существует множество планов, удовлетворяющих определенным статистическим критериям оптимальности. Бокс и Бенкин [1] для числа факторов от трех до семи рассматривают ценный для практики класс второго порядка — некомпозиционные планы, в которых каждая переменная варьируется всего на трех уровнях: +1, 0, −1, в то время как центральные композиционные ротатабельные планы второго порядка предусматривают использование каждого фактора на пяти уровнях. Некомпозиционные планы характеризуются наличием в строках матрицы планирования большого числа нулей, что существенно упрощает вычисление коэффициентов модели. Полученную таким образом аппроксимирующую зависимость целевой функции используют для отыскания ее экстремума.

Для разработки рационального алгоритма оптимизации систем воздухоснабжения поршневых двигателей важное значение имеет выбор эффективного математического метода поиска экстремума целевой функции. Успешно применяются методы прямого поиска, например Хука—Дживса, или комплексный метод Бокса. Алгоритмы программ, используемые для решения задач, приведены в работе [4].

В данной работе задача оптимизации сводится к определению рациональных параметров системы выпуска поршневого двигателя при максимальном значении критерия оптимизации — эксергетического КПД $\eta_{\text{ex в.с}}$ системы выпуска [5, 6].

Эксергетический метод позволяет определить степень необратимости действительного процесса в конкретной части поршневого двигателя с газотурбинным наддувом, например в турбине, выпускном трубопроводе или охладителе, не рассматривая цикл двигателя в целом.

Удельную работоспособность потока газов, называемую эксергией, определяют по формуле

$$\text{ex} = (h - h_a) + T_a(s_a - s), \quad (2)$$

где h — энтальпия газов; h_a — энтальпия газов в условиях окружающей среды; T_a — температура окружающей среды; s — удельная энтропия газов; s_a — удельная энтропия газов в условиях окружающей среды.

Разность удельных энтропий газов определяется по формуле

$$(s_a - s) = -(s - s_a) = -\left\{-R\ln\left[\frac{p}{p_a}\left(\frac{T_a}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}}\right]\right\},$$

где p и T — давление и температура газов; p_a и T_a — давление и температура окружающей среды; k — показатель адиабаты для отработавших газов.

Согласно уравнению (2) эксергия потока однозначно определяется при его заданных параметрах p и T и параметрах p_a и T_a окружающей среды.

Эксергетический метод основан на том, что рабочее тело входит в аппарат с эксергией ex_1 и, совершив полезную работу $l_{\text{пол}}$, выходит из него с эксергией ex_2, при этом потеря работоспособности вследствие необратимости процессов внутри аппарата определяется как

$$d = (\text{ex}_1 - \text{ex}_2) - l_{\text{пол}}.$$

Так как в выпускном трубопроводе полезная работа не совершается, т. е. $l_{пол} = 0$, то потеря работоспособности потока газов составит

$$d = (ex_1 - ex_2),$$

а эксергетический КПД — $\eta_{ex} = ex_2/ex_1$.

Эксергетический КПД выпускного канала $\eta_{ex\ в}$ и эксергетический КПД участков выпускного трубопровода $\eta_{ex\ i}$ импульсной системы выпуска определяются по формулам:

$$\eta_{ex\ в} = ex_ц/ex_1;$$

$$\eta_{ex\ i} = ex_{вых\ i}/ex_{вх\ i},$$

где $ex_ц$ — эксергия потока газов на входе в выпускной трубопровод; ex_1 — эксергия потока газов в цилиндре двигателя при открытии выпускного клапана; $ex_{вых\ i}$, $ex_{вх\ i}$ — эксергия соответственно на выходе и входе i-го участка выпускного трубопровода

Средние (интегральные) эксергетические КПД выпускных каналов ($\eta_{ex\ в.ср}$) и участков выпускного трубопровода ($\eta_{ex\ i\ ср}$) импульсной системы выпуска определяются по формулам:

$$\eta_{ex\ в.ср} = \int_{\varphi_{о.в}}^{\varphi_{з.в}} \left(\frac{ex_ц}{ex_1}\right) d\varphi;$$

$$\eta_{ex\ i\ ср} = \int_{0}^{\varphi} \left(\frac{ex_{вых\ i}}{ex_{вх\ i}}\right) d\varphi,$$

где $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$ — соответственно углы открытия и закрытия выпускного клапана; φ — угол поворота коленчатого вала (ПКВ).

Эксергетический КПД выпускного трубопровода от цилиндра до турбины импульсной системы выпуска определяется по формуле

$$\eta_{ex\ тр} = \eta_{ex\ в.ср} \prod_{i=1}^{m} \eta_{ex\ i\ ср},$$

где m — число участков выпускного трубопровода.

Эксергетический КПД импульсной системы выпуска

$$\eta_{ex\ в.с} = \sum_{i=1}^{n} \frac{\eta_{ex\ тр}}{n},$$

где n — число выпускных трубопроводов.

Эксергетический КПД выпускного патрубка одного цилиндра изобарной системы выпуска

$$\eta_{ex\ в.п} = \int_{\varphi_{о.в}}^{\varphi_{з.в}} \left(\frac{ex_т}{ex_1}\right) d\varphi,$$

где $ex_т$ — эксергия потока газов на входе в турбину.

Тогда эксергетический КПД изобарной системы выпуска

$$\eta_{ex\ в.с} = \sum_{i=1}^{n} \frac{\eta_{ex\ в.п}}{n},$$

где n — число цилиндров (патрубков).

Для моделирования термогазодинамических процессов в импульсной системе выпуска использовали метод характеристик, а в изобарной системе выпуска — квазистационарный метод [3].

Правильный выбор момента открытия и закрытия клапана оказывает большое влияние на качество очистки цилиндра, работу, затрачиваемую на газообмен, условия работы турбины, эффективность использования энергии выпускных газов. Известно, что для газообмена целесообразно осуществлять открытие выпускного клапана с некоторым предварением, а его закрытие с некоторым запаздыванием, оптимальными для данного типа двигателя и условий работы. Углы открытия и закрытия выпускного клапана зависят от конструкции двигателя, его частоты вращения и других факторов. Для четырехтактных судовых дизелей углы открытия и закрытия выпускного клапана приведены в табл. 1 [7, 8].

Цель экспериментальных работ по оптимальной установке углов открытия и закрытия выпускного клапана — повышение экономичности двигателя, снижение температуры отработавших газов перед турбиной турбокомпрессора, повышение коэффициентов наполнения и избытка воздуха. Каждый двигатель с импульсной и изобарной системами газотурбинного наддува имеет определенные оптимальные углы открытия и закрытия выпускного клапана, которые устанавливаются экспериментально. Поэтому верхний и нижний пределы углов $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$ выбирают, во-первых, исходя из их номинальных (паспортных) значений, во-вторых, используя данные табл. 1.

При отсутствии колебаний давления (изобарная система газотурбинного наддува) выпускной тру-

Таблица 1

Углы открытия и закрытия выпускного клапана четырехтактных судовых дизелей

Двигатель	Угол $\varphi°$ ПКВ	
	Открытие до НМТ	Закрытие после ВМТ
6ЧН 12/14	45 ± 5	45 ± 5
6-8ЧН 18/22	45 ± 5	60 ± 5
6ЧН 36/45	55 ± 2	50 ± 2
6ЧН 25/34	50 ± 4	50 ± 3
12ЧН 18/20	56	50
6ЧН 16/22,5	46	60
6ЧН 27,5/36	40	60
6-8ЧН 26/18	50	60
6-8ЧН 36/24	40	60
6-8ЧН 32/48	40	60

Таблица 2

Уровни и интервалы варьирования факторов для импульсной системы выпуска

Фактор	Кодовое обозначение	Интервал варьирования	Уровень фактора		
			0	+1	−1
$d_{тр}$, мм	x_1	10	70	80	60
$\varphi^{\circ}_{о.в}$ ПКВ	x_2	10	50	60	40
$\varphi^{\circ}_{з.в}$ ПКВ	x_2	10	50	60	40

Таблица 3

Уровни и интервалы варьирования факторов для изобарной системы выпуска

Фактор	Кодовое обозначение	Интеграл варьирования	Уровень фактора		
			0	+1	−1
$d_{тр}$, мм	x_1	50	310	360	260
$\varphi^{\circ}_{о.в}$ ПКВ	x_2	10	50	60	40
$\varphi^{\circ}_{з.в}$ ПКВ	x_2	10	50	60	40

бопровод имеет значительный объем ($d_{тр} \geq 0{,}7d$, где d — диаметр цилиндра поршневого двигателя; $d_{тр}$ — диаметр выпускного трубопровода [9]). С уменьшением диаметра $d_{тр}$ в изобарной системе газотурбинного наддува повышаются давление и температура газов перед турбиной.

При неудачной конструкции этого тракта потери работоспособности газов при движении по трубопроводу увеличиваются, возможны также резонансные колебания, ухудшающие газообмен в цилиндрах двигателя и условия работы турбины [10].

При большом объеме выпускного трубопровода наблюдаются следующие недостатки. При небольшом перепаде давления изобарная система газотурбинного наддува не обеспечивает достаточную продувку цилиндров двигателя, а в некоторых случаях при совпадении пиков давления отработавших газов с периодами перекрытия клапанов существенно снижается коэффициент наполнения. Кроме того, во время перекрытия клапанов вследствие выпуска газов в общий трубопровод истечение газов в одном цилиндре влияет на их истечение в другом цилиндре, что ухудшает работу отдельных цилиндров двигателя и приводит к значительным потерям работоспособности газов.

Выбор оптимального диаметра $d_{тр}$ выпускного трубопровода изобарной системы газотурбинного наддува достаточно сложен. Во-первых, диаметр $d_{тр}$ зависит от диаметра d цилиндра, хода поршня и числа цилиндров двигателя. Во-вторых, в публикациях практически нет данных о диаметрах $d_{тр}$ выпускного трубопровода разных двигателей. Поэтому наибольшее и наименьшее значения диаметра $d_{тр}$ определяют из условия [11]:

$$V_{тр} \approx 3iV_s,$$

где $V_{тр}$ — объем выпускного трубопровода изобарной системы газотурбинного наддува; i — число цилиндров поршневого двигателя; V_s — рабочий объем цилиндра.

По данным работы [9] диаметр выпускного трубопровода для импульсной системы газотурбинного наддува $d_{тр} = (0{,}3 \div 0{,}4)d$. При уменьшении диаметра $d_{тр}$ увеличиваются амплитуда колебаний давления и потери на трение. Увеличение длины трубопровода вызывает падение давления. Однако, увеличив длину трубопровода, можно увеличить его оптимальный диаметр, так как потери работоспособности газов прямо пропорциональны длине трубопровода. Увеличив диаметр $d_{тр}$ до определенного значения, можно снизить суммарные потери работоспособности газов при увеличении длины трубопровода.

Таблица 4

Матрица планирования расчетного эксперимента

Номер опыта	x_0	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	x_1^2	x_2^2	x_3^2	$\eta_{ех\ в.с}$
1	+1	+1	+1	0	+1	0	0	+1	+1	0	Расчетные значения
2	+1	+1	−1	0	−1	0	0	+1	+1	0	
3	+1	−1	+1	0	−1	0	0	+1	+1	0	
4	+1	−1	−1	0	+1	0	0	+1	+1	0	
5	+1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
6	+1	+1	0	+1	0	+1	0	+1	0	+1	
7	+1	+1	0	−1	0	−1	0	+1	0	+1	
8	+1	−1	0	+1	0	−1	0	+1	0	+1	
9	+1	−1	0	−1	0	+1	0	+1	0	+1	
10	+1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
11	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	+1	+1	
12	+1	0	+1	−1	0	0	−1	0	+1	+1	
13	+1	0	−1	+1	0	0	−1	0	+1	+1	
14	+1	0	−1	−1	0	0	+1	0	+1	+1	
15	+1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	

Таким образом, если в двигателе с импульсной системой газотурбинного наддува длины выпускных трубопроводов по условиям компоновки значительно отличаются, то и их диаметры должны быть разными. Это повысит эффективность импульсной системы наддува.

На основании априорных данных (см. табл. 1) были выбраны уровни и интервалы варьирования факторов для импульсной (табл. 2) и изобарной (табл. 3) систем выпуска.

Предполагая математическую зависимость эксергетического КПД $\eta_{ex\ в.с}$ системы выпуска от исследуемых факторов $\varphi_{о.в}$, $\varphi_{з.в}$ и $d_{тр}$ в виде аппроксимирующего квадратичного полинома (1), можно воспользоваться некомпозиционным планом с матрицей планирования, представленной в табл. 4.

Для данного случая уравнение регрессии имеет

$$y = \eta_{ex\ в.с} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_1x_1^2 + b_2x_2^2 + b_3x_3^2. \quad (3)$$

Коэффициенты уравнения (3) определяли по выражениям работы [1].

Как отмечалось выше, для разработки рационального алгоритма оптимизации систем воздухоснабжения поршневых двигателей важное значение имеет выбор эффективного математического метода поиска экстремума целевой функции, один из них — комплексный метод Бокса [4], в котором задача решается максимизацией функции $\eta_{ex\ в.с}(x) = \eta_{ex\ в.с}(x_1, x_2, x_3)$ при ограничениях по x_1, x_2 и x_3 в виде нестрогих неравенств.

Таким образом, данный метод позволяет определить параметры $\varphi_{о.в}$, $\varphi_{з.в}$ и $d_{тр}$, при которых функция (3) или эксергетический КПД системы выпуска имеет наибольшее значение.

Оптимизация импульсной системы выпуска двигателя 8ЧН 18/22 включает:

1) оценку эффективности использования каждой из ветвей системы выпуска;

2) оценку эффективности системы выпуска в целом при определенном значении среднего эффективного давления p_{me};

3) оптимизационные расчеты для каждого среднего эффективного давления p_{me} = 0,9÷2,1 МПа;

4) построение зависимостей параметров импульсной системы выпуска от давления p_{me} (рис. 1 и 2).

Для анализа зависимостей, представленных на рис. 1 и 2, рассмотрим каждую ветвь импульсной системы выпуска.

Самая короткая ветвь объединяет четвертый и пятый цилиндры дизеля (см. рис. 1, *а*) и для нее характерны пять областей давлений.

Область давлений p_{me} = 0,9÷1,1 МПа, в которой оптимальный угол $\varphi_{о.в}$ открытия выпускного клапана не изменяется. Это можно объяснить тем, что

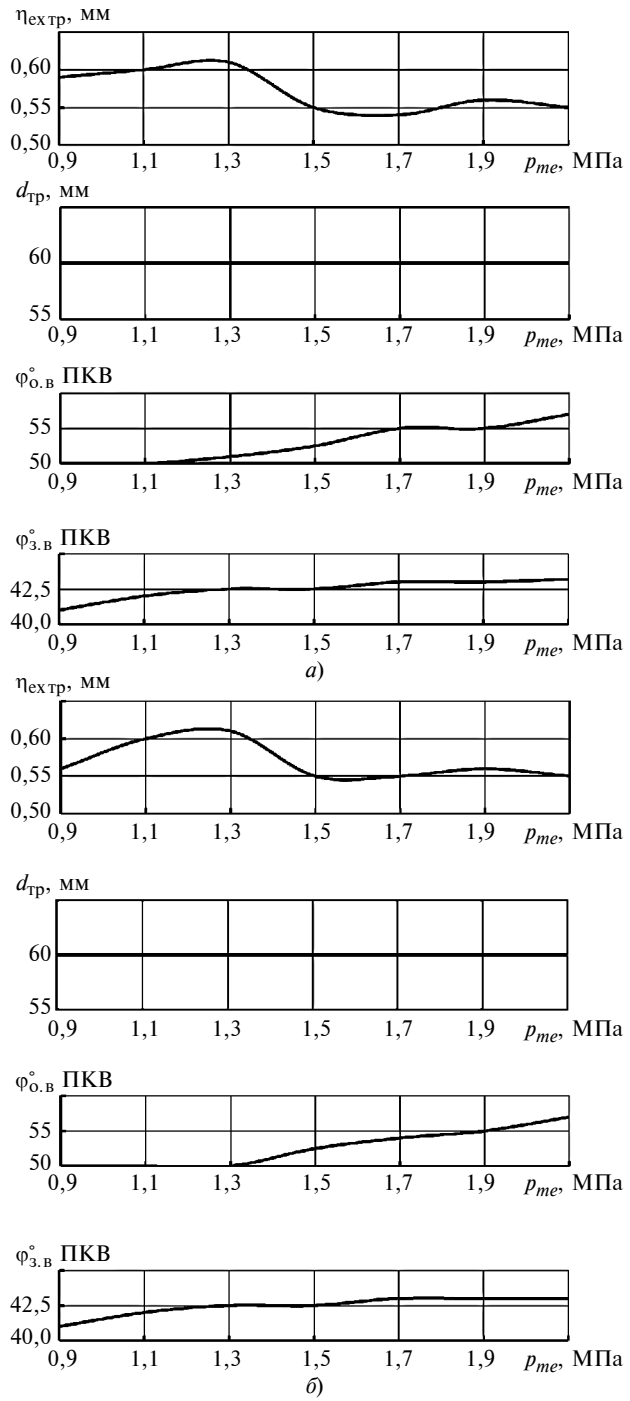


Рис. 1. Зависимости эксергетического КПД $\eta_{ex\ тр}$ трубопровода импульсной системы выпуска и параметров $d_{тр}$, $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$ от давления p_{me} для ветви, объединяющей четвертый и пятый цилиндры (*а*), и ветви, объединяющей третий и шестой цилиндры (*б*)

сопротивление в выпускном канале невелико, и газы, обладая большой энергией, не реагируют на его изменение, как и на изменение диаметра $d_{тр}$ выпускного трубопровода. Оптимальный угол $\varphi_{з.в}$ закрытия выпускного клапана увеличивается, что связано, вероятно, с повышением сопротивления в выпускном канале и необходимостью увеличения

его проходного сечения. В целом градиент эксергетического КПД $\eta_{ex\ тр}$ выпускного трубопровода повышается.

Область давлений p_{me} = 1,1÷1,5 МПа соответствует оптимальному использованию ветви. В этой

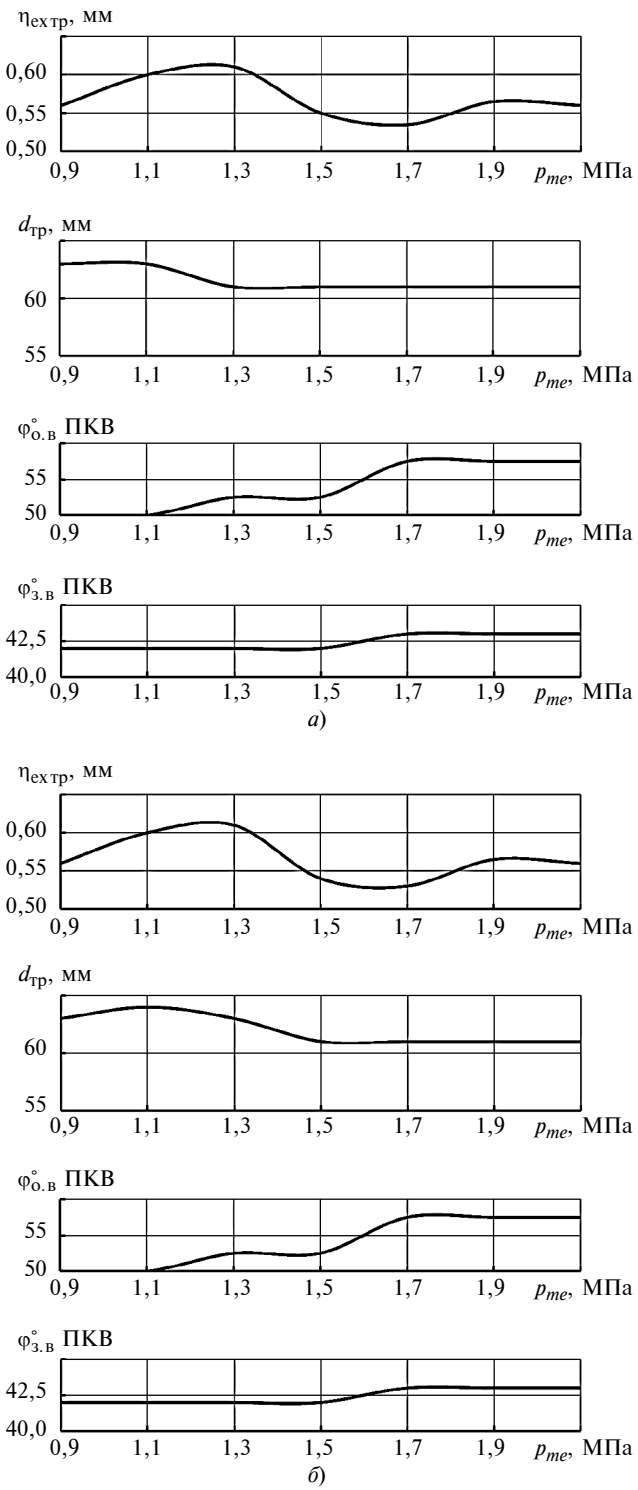


Рис. 2. Зависимости эксергетического КПД $\eta_{ex\ тр}$ трубопровода импульсной системы выпуска и параметров $d_{тр}$, $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$ от давления p_{me} для ветви, объединяющей второй и седьмой цилиндры (*а*), и ветви, объединяющей первый и восьмой цилиндры (*б*)

области $\eta_{ex\ тр}$ имеет характерный максимум при p_{me} = 1,3 МПа. Диаметр $d_{тр}$ трубопровода не изменяется, а угол $\varphi_{з.в}$ закрытия клапана изменяется незначительно, что говорит о нецелесообразности воздействия на энергетический поток отработавших газов с помощью этих параметров. Отметим, что увеличивается угол $\varphi_{о.в}$ открытия клапана, т. е. можно предположить, что в начале выпуска сопротивление выпускного канала достаточно высокое. Это указывает на то, что КПД $\eta_{ex\ тр}$ после p_{me} = 1,3 МПа достаточно резко снижается.

Область давлений p_{me} = 1,5÷1,7 МПа соответствует дальнейшему снижению $\eta_{ex\ тр}$ и установлению минимума. Изменение оптимальных углов $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$ свидетельствует о достаточно высоком сопротивлении выпускного канала. Диаметр $d_{тр}$ остается постоянным.

Область давления p_{me} = 1,7÷1,9 МПа, в которой параметры $d_{тр}$, $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$ не изменяются. Можно считать, что эта ветвь имеет запас эффективности. Это подтверждает КПД $\eta_{ex\ тр}$, который достигает второго максимума при давлении p_{me} = 1,9 МПа.

Область давлений p_{me} = 1,9÷2,1 МПа, в которой КПД $\eta_{ex\ тр}$ снижается после второго максимума. При открытии выпускного клапана повышается его сопротивление, что приводит к увеличению угла $\varphi_{о.в}$ открытия клапана. Параметры $d_{тр}$ и $\varphi_{з.в}$ не изменяются.

Анализ ветви, объединяющей четвертый и пятый цилиндры, в целом распространяется и на другие ветви, но ветви, объединяющие третий и шестой, второй и седьмой, первый и восьмой цилиндры дизеля, имеют свои особенности. Отметим, что проведенный анализ указывает лишь подходы к разработке механизма управления энергетическими потоками.

Оценим эффективность ветви, объединяющей третий и шестой цилиндры дизеля (см. рис. 1, *б*). Для нее характерны такие же пять областей, как и для предыдущей ветви. Однако имеются некоторые отличия.

Область давлений p_{me} = 0,9÷1,1 МПа имеет ярко выраженное повышение градиента эксергетического КПД $\eta_{ex\ тр}$ выпускного трубопровода.

В подобласти давлений p_{me} = 1,1÷1,3 МПа выявлен достаточный запас по геометрии таких параметров, как $d_{тр}$ и $\varphi_{о.в}$.

В области давлений p_{me} = 1,7÷2,1 МПа в отличие от предыдущей ветви сопротивление в выпускном канале больше.

Ветвь, объединяющая второй и седьмой цилиндры дизеля, имеет следующие особенности (рис. 2, *а*).

Число характерных областей — четыре.

Область давлений p_{me} = 0,9÷1,1 МПа аналогично ветви, объединяющей третий и шестой цилин-

дры, имеет ярко выраженное повышение градиента эксергетического КПД $\eta_{ex\ тр}$ выпускного трубопровода.

При давлениях p_{me} = 1,1÷1,3 МПа увеличение длины трубопровода в результате волновых процессов приводит к изменению диаметра $d_{тр}$.

Первый максимум эксергетического КПД $\eta_{ex\ тр}$ выпускного трубопровода достигается при p_{me} = 1,3 МПа.

Для давлений p_{me} = 1,3÷1,5 МПа характерно постоянство параметров $d_{тр}$, $\varphi_{о.в}$, $\varphi_{з.в}$ и снижение эксергетического КПД $\eta_{ex\ тр}$ выпускного трубопровода.

При давлениях p_{me} = 1,7÷1,9 МПа происходит самонастройка выпускного трубопровода на второй максимум (p_{me} = 1,9 МПа) без изменения параметров $d_{тр}$, $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$.

Анализ ветви, объединяющей первый и восьмой цилиндры дизеля, показал три характерных области давлений (см. рис. 2, *б*).

Диаметр $d_{тр}$ трубопровода изменяется во всех трех областях давления (p_{me} = 0,9÷1,5 МПа). Максимум $d_{тр}$ (p_{me} = 1,1 МПа) не соответствует максимальному КПД $\eta_{ex\ тр}$ (p_{me} = 1,3 МПа). Можно предположить влияние волновых процессов в выпускном трубопроводе, которыми следует управлять.

Для длинных трубопроводов главным остается настройка на волновые процессы, а параметры $d_{тр}$, $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$ помогают оптимизировать использование выпускного трубопровода.

Ветвь, объединяющая первый и восьмой цилиндры дизеля, позволяет более четко определить назначение параметров $d_{тр}$, $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$. Диаметр $d_{тр}$ трубопровода рассчитывают как конструктивный параметр. Параметры $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$ можно отнести к независимым регулируемым параметрам и использовать для управления.

Ветвь, объединяющая первый и восьмой цилиндры, будет определяющей в выборе оптимальной системы выпуска при импульсной системе газотурбинного наддува.

Исследования показали, что для импульсной системы выпуска двигателя 8ЧН 18/22 оптимальным будет среднее эффективное давление p_{me} = 1,3 МПа.

Принципиально важной остается оценка эффективности использования изобарной системы выпуска в зависимости от среднего эффективного давления. Особенностью изобарной системы выпуска является то, что с повышением давления p_{me} значительно повышается температура газов в коллекторе, так как при их истечении в выпускной трубопровод кинетическая энергия преобразуется в потенциальную энергию и газы нагреваются в результате трения.

Так как в системе выпуска большое значение имеет выпускной трубопровод, сравним коллекторы импульсной и изобарной систем. Причем для импульсной системы выпуска на основании расчетов выбрали трубопровод максимально эффективной ветви, т. е. ветви, объединяющей четвертый и пятый цилиндры дизеля, для которой зависимость $\eta_{ex\ тр}$ от среднего эффективного давления p_{me} приведена на рис. 1, *а*. Для изобарной системы выпуска зависимость $\eta_{ex\ в.п}$ приведена на рис. 3.

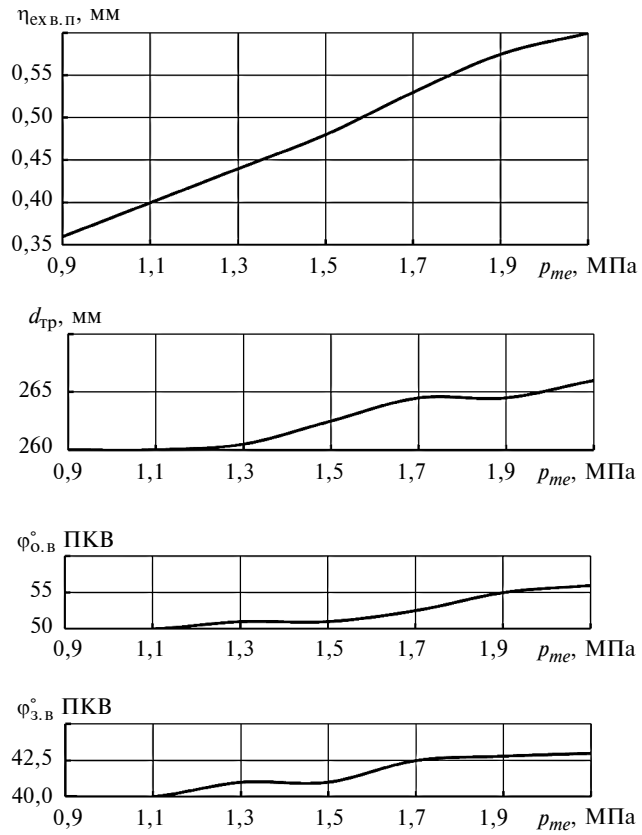


Рис. 3. Зависимости эксергетического КПД $\eta_{ex\ в.п}$ выпускного патрубка изобарной системы выпуска и параметров $d_{тр}$, $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$ от давления p_{me}

При оценке эффективности и анализе изобарной системы выпуска условно можно выделить четыре характерные области давлений (см. рис. 3).

Область давлений p_{me} = 0,9÷1,1 МПа, в которой параметры $d_{тр}$, $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$ не изменяются при изменении среднего эффективного давления p_{me}.

Так как изобарная система выпуска менее эффективна, чем импульсная система, можно предположить значительные потери работоспособности газов при переходе кинетической энергии в потенциальную на участке цилиндр—трубопровод и потенциальной энергии в кинетическую на участке трубопровод—турбина. Постоянство параметров $d_{тр}$, $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$ можно объяснить достаточной пропускной способностью выпускной системы.

Для области давлений p_{me} = 1,1÷1,3 МПа объем выпускного трубопровода достаточен, так как его

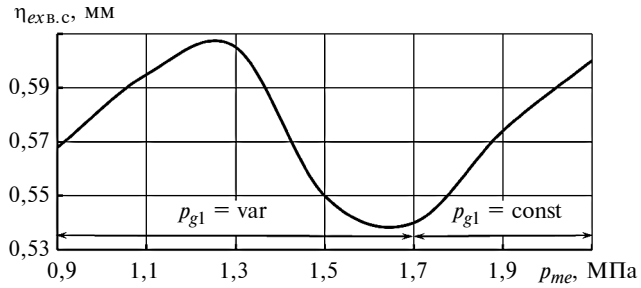


Рис. 4. Зависимость эксергетического КПД $\eta_{ex\,в.с}$ импульсной (p_{g1} = var) и изобарной (p_{g1} = const) систем выпуска с оптимальными параметрами $d_{тр}$, $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$ от давления p_{me}

заполнение сдерживается пропускной способностью выпускных клапанов. Поэтому для сохранения эффективности трубопровода (эксергетический КПД $\eta_{ex\,в.п}$ выпускного патрубка продолжает повышаться) в процессе оптимизации системы увеличивают углы $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$, т. е. повышают пропускную способность клапанов. Это характерно и для области давлений p_{me} = 1,7÷1,9 МПа. Параметры $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$ можно использовать для управления энергетическими потоками, а для оптимального управления — изменять их направление.

Области давлений p_{me} = 1,3÷1,5 МПа и p_{me} = = 1,9÷2,1 МПа характеризуются достаточной пропускной способностью выпускных клапанов и сдерживают по расходу выпускной трубопровод. Повышение КПД $\eta_{ex\,в.п}$ обеспечивается увеличением диаметра $d_{тр}$, функция изменения которого будет получена, возможно, при оптимизационных исследованиях.

Область давлений p_{me} = 1,3÷1,5 МПа характеризуется переходом одной системы в другую, резко снижается эффективность импульсной системы выпуска. Несмотря на то, что КПД $\eta_{ex\,в.п}$ изобарной системы выпуска повышается, можно предположить, что эффективнее использовать комбинированную систему выпуска, сочетающую преимущества импульсной и изобарной систем. В этой области давлений настройка на оптимальный режим усложняется непрерывным изменением параметров $d_{тр}$, $\varphi_{о.в}$ и $\varphi_{з.в}$. Необходимо проведение серии оптимизационных расчетов управления энергетическими потоками. Следует рассмотреть и замену системы выпуска, учитывая сложность регулирования термогазодинамических процессов, например на импульсную систему выпуска с преобразователями импульсов.

Относительно изобарной системы выпуска можно сделать следующие выводы:

1) оптимальное использование изобарной системы выпуска возможно после p_{me} = 1,7 МПа;

2) максимальное значение КПД $\eta_{ex\,в.п}$ двигателя 8ЧН 18/22 будет при p_{me} = 2,1 МПа;

3) оценка эффективности изобарной системы выпуска показала, что в области давлений p_{me} = = 1,3÷1,7 МПа лучше использовать комбинированную систему выпуска, например с преобразователями импульсов.

Чтобы установить эффективность системы выпуска двигателя 8ЧН 18/22, рассчитали оптимальные значения КПД $\eta_{ex\,в.с}$ в зависимости от среднего эффективного давления p_{me} (рис. 4). Анализ зависимости показал:

импульсную систему выпуска эффективнее использовать при p_{me} = 1,3 МПа, а оптимальную эффективность следует искать в области давлений p_{me} = 0,9÷1,3 МПа;

в области давлений p_{me} = 1,3÷1,9 МПа следует применять комбинированную систему выпуска;

для использования изобарной системы выпуска следует считать оптимальной область давлений p_{me} > 1,9 МПа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Спиридонов А. А., Васильев Н. Г.** Планирование эксперимента при исследовании и оптимизации технологических процессов. Свердловск: Изд-во УПИ им. С. М. Кирова, 1975. 140 с.

2. **Голиков Т. Н., Панченко Л. А., Фридман Л. З.** Каталог планов второго порядка: В 2 т. М.: Изд-во МГУ, 1974. Т. 1. 387 с.; Т. 2. 384 с.

3. **Лашко В. А.** Проектирование проточных частей центростремительной турбины комбинированного двигателя внутреннего сгорания. Хабаровск: Изд-во ХГТУ, 2000. 135 с.

4. **Банди Б.** Методы оптимизации: Вводный курс. М.: Радио и связь, 1988. 128 с.

5. **Двигатели** внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.

6. **Бродянский В. М., Фратшер В., Михалек М.** Эксергетический метод и его приложения. М.: Энергоатомиздат, 1988. 288 с.

7. **Кита В. Ф.** Эксплуатация судовых двигателей с газотурбинным наддувом. М.: Транспорт, 1969. 152 с.

8. **Hiereth H., Prenninger P.** Charging the Internal Combustion Engine. Wien: Springer-Verlag, 2007. 268 p.

9. **Конструирование** и расчет двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н. Х. Дьяченко. Л.: Машиностроение, 1979. 392 с.

10. **Institution** of Mechanical Engineers. 10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging. Savoyplace, London. Woodhead Publishing Limited, 2012. 379 p.

11. **Миклос А. Г., Чернявская Н. Г.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л.: Судостроение, 1971. 400 с.

УДК [621.792.3:620.171.3}.001.57

К. П. МАНЖУЛА, д-р. техн. наук (Санкт-Петербургский ПУ), А. Ю. ШЛЕПЕТИНСКИЙ, канд. техн. наук (Институт энергетического машиностроения и электротехники, г. Санкт-Петербург), e-mail: manshula@mail.ru

Концентрация напряжений и деформаций в непроварах сварных соединений

Методом конечно-элементного моделирования исследовано напряженно-деформированное состояние в вершине притупленного непровара сварного соединения. На основании многофакторного эксперимента получены зависимости для расчета коэффициентов концентрации и градиентов напряжений и деформаций в упругой и пластической областях деформирования локальной зоны.

Ключевые слова: сварное соединение, напряжение, деформация, коэффициенты, градиенты, конечно-элементное моделирование.

By finite element method modeling the stressed-deformed state is investigated in the top of truncated non-penetration of a welded joint. Basing on multi-factor experiment; the dependencies for analysis of stress concentration and deformation coefficients and gradients in elastic and plastic areas of a deforming local zone are obtained.

Keywords: welded joint, stress, deformation, coefficients, gradients, finite element modeling.

В сварных соединениях с угловыми швами, как правило, имеют место непровары, обусловленные конструктивными и технологическими особенностями их изготовления, невозможностью полного проплавления корня шва, небольшими размерами узла, набором свариваемых элементов, а также стремлением уменьшить конечную стоимость конструкции путем упрощения ряда технологических процессов сварки. Непровары, например, в нахлесточных соединениях, угловых швах с отбортовкой, угловых и тавровых соединениях с односторонними швами заложены в стандартах и рекомендациях разных стран. Соединения с возможными непроварами отнесены к самым опасным по усталостному повреждению классам: K4 [1], FAT36 [2], W [3—5]. Согласно нормам этих стандартов средний предел выносливости соединения с непроваром составляет 36÷45 МПа на базе $2 \cdot 10^6$ циклов. При отсутствии непровара предел выносливости соединения повышается до 63 МПа, что соответствует классам K2 [1], FAT63 [2] и F [3—5].

В действительности непровар может вызывать концентрацию напряжений и деформаций, сопоставимую (иногда большую или меньшую) с зоной радиусного перехода основного металла к наплавленному. На рис. 1 показано крестообразное соединение с непроварами после циклического нагружения по разрезному элементу, в котором трещины развивались из четырех точек: две (зоны *A*) — от радиусных переходов основного металла к наплавленному; две (зоны *B*) — от вершин непровара. Вероятность зарождения трещины от непровара или зоны сопряжения основного металла с наплавленным в крестообразных соединениях зависит от относительной длины непровара, остроты его вершины, толщин свариваемых элементов и геометрических параметров [5].

В случае острой вершины непровара, сопоставимой с вершиной трещины, непровар можно рассматривать как готовую макротрещину, для расчета которой используют уравнения механики разрушения [6]. Однако исследования показали, что для страгивания такой трещины необходим определенный период.

В целом, все непровары делятся на острые (трещинообразные) и притупленные (с радиусным закруглением вершины). Напряженно-деформированное состояние (НДС) в зонах концентрации трещинообразных непроваров определяется коэффициентами K_{I}, K_{II}, K_{III} интенсивности напряжений, а притупленных — теоретическим коэффициентом K_t концентрации напряжений (при упругой деформации) и коэффициентом K_e деформаций (при неупругой деформации локальной зоны). Используя эти характеристики в расчетных моделях, можно определить долговечность сварного соединения конструкции или его остаточный ресурс. Наименьшую долговечность имеет соединение с трещинообразным непроваром, наибольшую — соединение с радиусным закруглением вершины непровара.

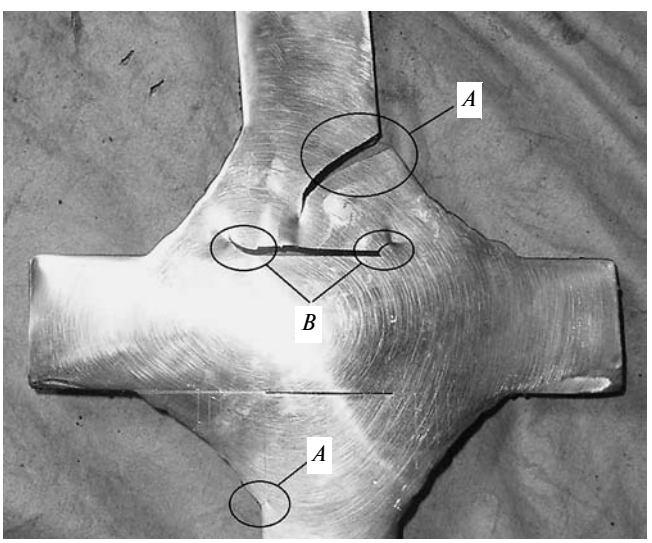


Рис. 1. Трещины от концентраторов в экспериментальном образце после циклического нагружения:

t = 40 мм; $r \approx 0 \div 0{,}2$ мм; $N = 15 \cdot 10^4$ циклов

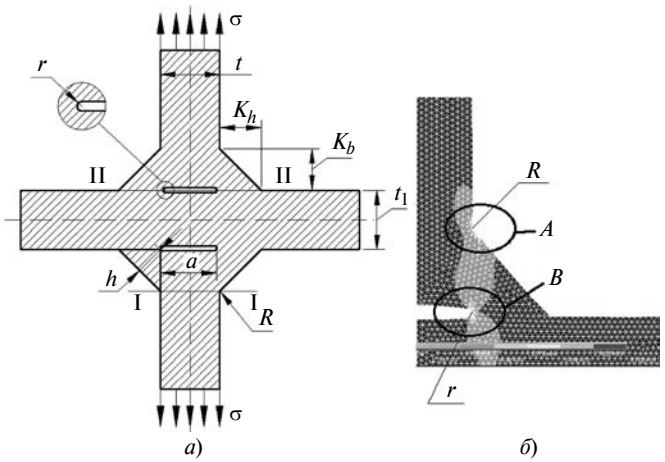


Рис. 2. Схема крестообразного сварного соединения (*а*) и модель 1/4 соединения в деформированном состоянии (*б*)

Остальные случаи конструктивного исполнения непровара дают промежуточные долговечности.

Влияние непровара на зону сопряжения радиусом R (рис. 2, *а*) шва с основным металлом в области упругой деформации исследовано в ряде работ, анализ которых дан в работе [7]. Небольшое число работ посвящено исследованию концентрации напряжений непосредственно около непроваров в области упругой деформации [8—10].

Цель данной работы — исследование НДС в вершине притупленного непровара крестообразных соединений, получение расчетных зависимостей для определения коэффициентов концентрации упругих напряжений (K_t) и неупругих деформаций (K_e), градиентов упругих напряжений (G_σ) и неупругих деформаций (G_e) с учетом влияния геометрических параметров соединения. Коэффициент K_t в пластической области снижается по мере увеличения деформаций, поэтому не используется как информативный параметр в расчетах сопротивления усталости. Градиенты определяются через тангенсы углов θ_σ и θ_e и необходимы для расчета объемов $V_\sigma = S_u L$ и $V_e = S_e L$ материала в вершине непровара, в которых развиваются усталостные повреждения (рис. 3). На рис. 3 обозначено: V_σ и S_u — объем и площадь зоны локальных упругих напряжений; V_e и S_e — объем и площадь зоны локальных пластических деформаций; L — длина непровара.

Для оценки влияния геометрии крестообразного сварного соединения на НДС в вершине притупленного непровара определили наиболее значимые параметры с диапазонами варьирования, приведенными в таблице, и размерами, показанными на рис. 2, *а*.

Упругопластическую задачу решали для разных номинальных напряжений $\sigma_н$. Кривую деформационного упрочнения задавали уравнением $\sigma = \sigma_{0,2}(e/e_{0,2})^{0,114}$, где e и $e_{0,2}$ — действующая деформация и деформация текучести, полученные для прокатной стали 09Г2С с пределом текучести $\sigma_{0,2}$ = 365 МПа. Исследования проводили конечно-элементным моделированием в среде Ansys. Окрестность вершины непровара разбивали на конечные элементы размерами не более 0,02 мм, размеры остальных элементов не превышали 0,2 мм. Были решены 184 задачи. В каждом численном эксперименте решали: упругую задачу с определением максимальных напряжений σ_{max} по Мизесу и построением эпюры для определения градиента G_σ напряжений и четыре упругопластические задачи при варьировании $\sigma_н$ для определения максимальной пластической деформации e_{max} по Мизесу и градиента G_e деформаций (см. рис. 3). Градиенты G_σ и G_e определяли по методике В. П. Когаева [11] через тангенсы углов θ_σ и θ_e, образуемые секущими, проходящими через точки σ_{max}, u и e_{max}, $e_{0,2}$, где $u = 0,5\sigma_{-1}$ — нижняя граница рассеяния предела выносливости σ_{-1} материала. Приняли u = 170 МПа, что соответствует половине предела выносливости низколегированной стали 09Г2С. В упругопластической задаче нижняя граница зоны зарождения усталостных микротрещин ограничивалась деформацией $e_{0,2}$ текучести. Напряжения $\sigma_н$ соответствовали сечению II—II (см. рис. 2, *а*).

Полученные в результате численного эксперимента коэффициенты K_t и K_e, а также соответствующие им градиенты G_σ и G_e аппроксимировали функцией вида

$$Y = a_0 \prod_{i=1}^{L} X_i^{a_i} = a_0 X_1^{a_1} X_2^{a_2} \times \ldots \times X_L^{a_L}, \qquad (1)$$

где L — число рассматриваемых параметров (L = 5 для функции K_t и L = 6 — для K_e, для градиентов — L = 3); a_0, a_i — искомые коэффициент и показатель степени каждого параметра; X_i — коды абсо-

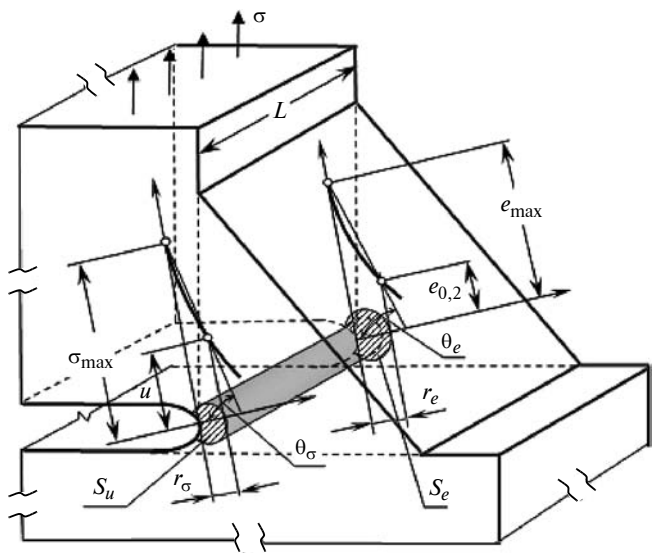


Рис. 3. Схема 1/4 крестообразного сварного соединения с эпюрами напряжений σ и упругопластических деформаций *e*

лютных или относительных значений варьируемых параметров.

Функция Y в зависимости от определяемой величины имеет вид:

$$Y(K_t) = f\left(\frac{r}{t}, \frac{K_b}{t}, \frac{a}{t}, \frac{K_b}{K_h}, t\right);$$

$$Y(K_e) = f\left(\frac{r}{t}, \frac{K_b}{t}, \frac{a}{t}, \frac{K_b}{K_h}, t, \frac{\sigma_н}{\sigma_{0,2}}\right);$$

$$Y(G_\sigma) = f\left(K_t, \frac{\sigma_н}{u}, \frac{1}{r_\sigma}\right);$$

$$Y(G_e) = f\left(K_e, \frac{\sigma_н}{\sigma_{0,2}}, \frac{1}{r_e}\right).$$

Показатель a_i степени определяют минимизацией ошибки — разности значения $y = \log Y$, полученного моделированием, и значения $\tilde{y} = \log Y = a_0 + \sum_{i=1}^{L} a_i\tilde{x}_i$, полученного по аппроксимирующей зависимости (1):

$$F = \frac{1}{n}\sum_{m=1}^{n}\left(y_m - \left(a_0 + \sum_{i=1}^{L} a_i\tilde{x}_{im}\right)\right)^2 \to \min, \qquad (2)$$

где n — число экспериментов по каждой величине.

Представим функцию (2) ошибки в виде системы уравнений в частных производных по коэффициентам a_i:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial F}{\partial a_0} = \sum\limits_{m=1}^{n}\left(y_m - \left(a_0 + \sum\limits_{i=1}^{L} a_i\tilde{x}_{im}\right)\right) = 0; \\ \dfrac{\partial F}{\partial a_1} = \sum\limits_{m=1}^{n}\left(\left(y_m - \left(a_0 + \sum\limits_{i=1}^{L} a_i\tilde{x}_{im}\right)\right)\tilde{x}_{1m}\right) = 0; \\ \qquad\qquad \cdots\cdots\cdots\cdots \\ \dfrac{\partial F}{\partial a_i} = \sum\limits_{m=1}^{n}\left(\left(y_m - \left(a_0 + \sum\limits_{i=1}^{L} a_i\tilde{x}_{im}\right)\right)\tilde{x}_{im}\right) = 0; \\ \qquad\qquad \cdots\cdots\cdots\cdots \\ \dfrac{\partial F}{\partial a_N} = \sum\limits_{m=1}^{n}\left(\left(y_m - \left(a_0 + \sum\limits_{i=1}^{L} a_i\tilde{x}_{im}\right)\right)\tilde{x}_{Nm}\right) = 0. \end{cases} \qquad (3)$$

Решив систему уравнений (3) в матричном виде, получим вектор искомых коэффициентов a_i.

Теоретический коэффициент концентрации напряжений определяли по уравнению

$$K_t = \frac{1{,}4947(a/t)^{0{,}5841}(K_b/K_h)^{0{,}00073}}{(r/t)^{0{,}4026}(K_b/t)^{0{,}104}t^{0{,}00086}}. \qquad (4)$$

На полученные по формуле (4) значения K_t влияние отношения K_b/K_h и толщины t листа незначительно.

Коэффициент K_e концентрации упругопластических деформаций вследствие физической нелинейности зависит также от отношения номинальной деформации к деформации текучести ($\sigma_н/\sigma_{0,2}$) и определяется по формуле

$$K_e = \frac{2{,}123(a/t)^{1{,}0584}(\sigma_н/\sigma_{0,2})^{0{,}8928}t^{0{,}0036}}{(r/t)^{0{,}6581}(K_b/t)^{1{,}0452}(K_b/K_h)^{0{,}0322}}.$$

Градиент G_e напряжений при u = 170 МПа является функцией параметров r_σ, $\sigma_н$, K_t, u и определяется в виде произведения трех степенных функций по формуле

$$G_\sigma = \frac{K_t^{0{,}3156}(\sigma_н/u)^{0{,}3248}}{2{,}1438r_\sigma^{0{,}9942}}, \qquad (5)$$

где u — нижняя граница образования неразвивающихся усталостных трещин; r_σ — радиус зоны неупругих циклических напряжений (см. рис. 3), под которыми понимаются напряжения $u < \sigma_{max} \le \sigma_{0,2}$ [11].

Зависимость (5) справедлива при отношении $1{,}6 < \sigma_н/u < 1{,}4$.

Аналогично определяется градиент деформаций при принятом пределе выносливости (см. рис. 3):

$$G_e = \frac{K_e^{0{,}1873}(\sigma_н/\sigma_{0,2})^{0{,}2303}}{1{,}6921r_e^{0{,}9037}}. \qquad (6)$$

Зависимость (6) справедлива при отношении $0{,}5 < \sigma_н/\sigma_{0,2} < 0{,}7$.

На рис. 4 приведены данные для сравнительного анализа зависимости (4) с зависимостями, полученными для расчета коэффициента K_t в непроваре крестообразного соединения соответственно:

в работе [8]

$$K_t = 1{,}155\left(\frac{h}{t}\right)^{-0{,}720}\left(\frac{t_1}{t}\right)^{-0{,}047}\left(\frac{a}{t}\right)^{0{,}433}\left(\frac{r}{t}\right)^{-0{,}371} \qquad (7)$$

и в работе [9]

$$K_t = 1 + 1{,}15\left(\frac{K_h}{K_b}\right)^{-1/5}\left(\frac{a}{2K_h}\right)^{1/2}\left(\frac{t}{\rho}\right)^{1/2}. \qquad (8)$$

Обозначения в зависимостях (7) и (8) соответствуют рис. 2 и таблице.

Параметр	Расчетное значение
Вертикальный катет K_b, мм	7; 10; 15; 40
Горизонтальный катет K_h, мм	7; 10; 15; 40
Отношение катетов K_b/K_h	0,7; 1,0; 1,4
Толщина непровара $d = 2r$, мм	0,5; 1,0; 1,5; 2,0
Толщина листа $t = t_1 = t_2$, мм	10; 20; 40
Относительный размер непровара a/t	0,4; 0,7; 1,0
Номинальное напряжение $\sigma_н$, МПа	150; 200; 250; 300

Зависимость (8) дает стабильно заниженные значения коэффициента K_t, а зависимость (7) — значения, в среднем близкие к численному эксперименту, но с бóльшим разбросом по сравнению с зависимостью (4). Разность значений K_t, полученных по зависимости (4), и значений численного эксперимента во всем исследованном в данной работе диапазоне не превышает 6 %.

Зависимости для определения коэффициента K_e концентрации упругопластических деформаций у непроваров сварных соединений в публикациях отсутствуют. Однако они необходимы для прогнозирования ресурса таких соединений по локальным деформационным критериям на стадии формирования усталостной макротрещины [12, 13]. На рис. 5 приведены две диаграммы, характеризующие влияние радиуса r, длины a непровара и отношения $\sigma_н/\sigma_{0,2}$ на коэффициент K_e.

В технической литературе также отсутствуют зависимости для определения градиентов напряжений (G_σ) и пластических деформаций (G_e) в вершине конструктивного непровара сварного соединения. На рис. 6 показано влияние параметров уравнений (5) и (6) на значения градиентов в начальном диапазоне их варьирования.

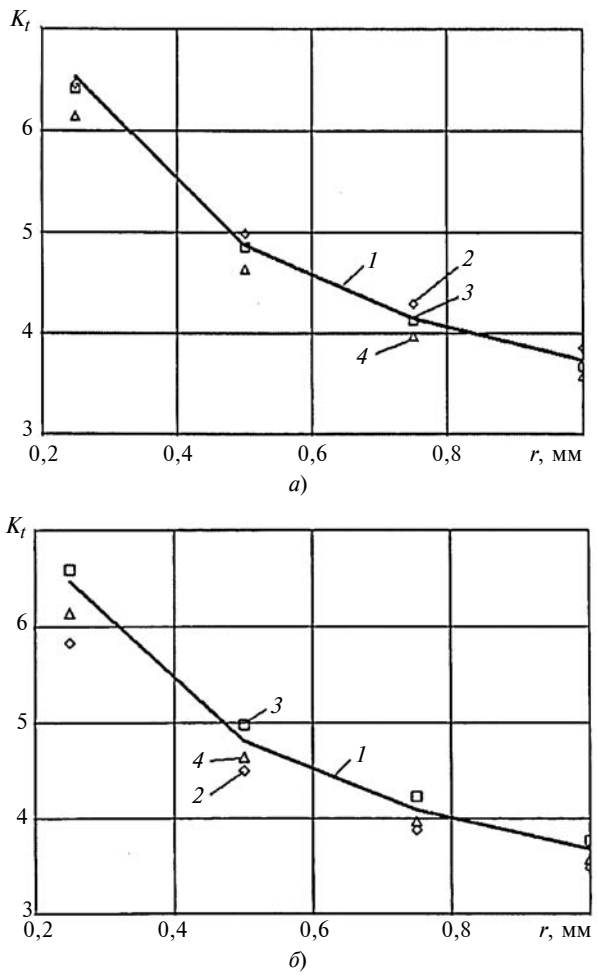


Рис. 4. Зависимости коэффициента K_t от радиуса r непровара:
а — t = 10 мм, $K_h = K_b$ = 7 мм, a/t = 0,7; *б* — t = 10 мм, $K_h = K_b$ = 10 мм, a/t = 1; *1* — численный эксперимент; *2*, *3* и *4* — расчет соответственно по формулам (4), (7) и (8)

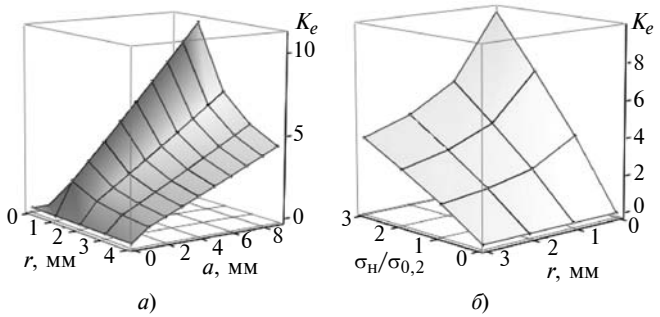


Рис. 5. Зависимости коэффициента K_e от радиуса r и длины a непровара при t = 10 мм, $K_b = K_h$ = 10 мм, $\sigma_н$ = 150 МПа, $\sigma_{0,2}$ = 360 МПа (*а*); от радиуса r и отношения $\sigma_н/\sigma_{0,2}$ при t = 10 мм, $K_b = K_h$ = 10 мм, a = 5 мм (*б*)

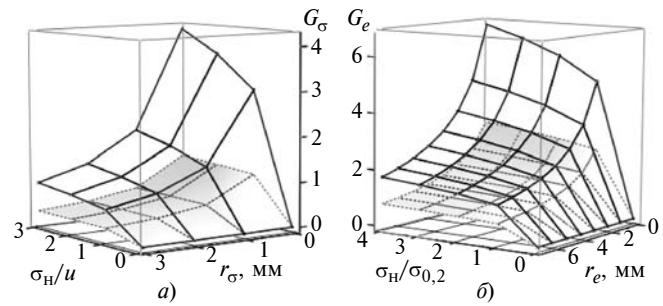


Рис. 6. Зависимости градиента G_σ от радиуса r_σ и отношения $\sigma_н/u$ (штриховая поверхность) и от радиуса r_σ и коэффициента K_t (сплошная поверхность) (*а*); градиента G_e от радиуса r_e и отношения $\sigma_н/\sigma_{0,2}$ (штриховая поверхность) и от радиуса r_e и коэффициента K_e (сплошная поверхность) (*б*)

Таким образом, в данной работе на основании численных исследований в среде конечно-элементного моделирования получены зависимости для определения теоретических коэффициентов концентрации упругих напряжений (K_t) и упругопластических деформаций (K_e), градиентов циклически неупругих напряжений (G_σ) и пластических деформаций (G_e) в непроварах крестообразных сварных соединений, которых нет в технической литературе, но которые нужны для усталостных расчетов по локальным критериям.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **DIN 15018 Part 1.** Cranes. Steel structures Verification and analyses. Berlin, 1984. 38 p.
2. **Hobbacher A.** Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components // International Institute of Welding doc. XIII-2151r4—07 / XV-1254r4—07. Paris, 2008. 149 p.
3. **BS 7608:1993.** Fatique design and assessment of steel structures. BSI, London, 1993. 80 p.

УДК 621. 891

Е. Б. СЕДАКОВА, д-р техн. наук, Ю. П. КОЗЫРЕВ, канд. техн. наук (Институт проблем машиноведения РАН, г. Санкт-Петербург), e-mail: elenasedakova2006@yandex.ru

Распределение теплоты в паре трения политетрафторэтилен—сталь

Исследовано изнашивание пары трения "политетрафторэтилен—сталь 18Х2Н4МА". Установлено, что рассчитанное по формуле Шаррона значение коэффициента распределения теплоты для полимера значительно занижено, и при его определении необходимо учитывать перенос полимера на сталь.

Ключевые слова: пара трения, теплота, адгезия, перенос, ресурс, политетрафторэтилен, износостойкость.

The wear of "po1ytetraf1uorethylene—18X2H4MA steel" friction pair is studied. It is determined, that calculated per Sharron formula value of heat distribution coefficient for the polymer is significantly lower, and at its determination it is necessary to take into account polymer transfer to the steel.

Keywords: friction pair, heat, adhesion, transfer, resource, polytetrafluorethylene, wear resistance.

В сопряжении твердых тел значительная часть энергии, создаваемой силами трения, затрачивается на их нагревание. Тепловые потоки по контактным поверхностям характеризуются коэффициентами распределения. В конструкциях на работу сопряженных деталей могут накладываться ограничения, в частности, для узла трения — максимально допустимая температура. Особенно это важно для таких пар трения, как полимер—металл, которые могут эксплуатироваться без смазочного материала, например в подшипниках скольжения. Это объясняется тем, что физико-механические свойства полимерных материалов значительно зависят от температуры [1]. Поэтому фрикционное нагревание во многом определяет ресурс узла трения.

Аспекты тепловыделения в паре трения подробно рассмотрены в работе [2], однако для определения температур при работе пары трения с полимером необходимо учитывать дополнительные факторы. Известно, что при трении полимеров на металлическом контртеле образуется тонкая пленка из полимерного материала, которая также влияет на распределение теплоты, возникающей при трении двух тел. Перенос полимера на металл, например политетрафторэтилена (ПТФЭ), происходит вследствие деструкции его ленточной структуры [3, 4]. При этом отдельные частицы (ламели)

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

4. **EN 1993-l-9 (2005) Eurocode 3:** Design of steel structures. Part 1—9: Fatique, CEN Central Secretariat, Brussels, 2005. 37 p.

5. **Recommended** Practice DNV-RP-C203. Fatigue Design of Offshore Steel Structures. Det Norske Veritas, 2010. 142.

6. **Шлепетинский А. Ю., Манжула К. П.** Оценка напряженно-деформированного состояния вершины непровара в крестовом сварном соединении // Материалы 3-й междунар. науч.-практ. конф. "Современное машиностроение. Наука и образование". СПб.: Изд-во ПУ, 2013. С. 1073—1081.

7. **Radaj D., Sonsino C., Fricke W.** Fatigue assessment of welded joints by local approaches. England: Woodhead Publishing Limited, 2006. 660 p.

8. **Radaj D., Zhang S.** Multiparameter design optimisation in respect of stress concentrations // Engineering Optimisation in Design Processes. Berlin, Springer-Verlag, 1991. P. 181—189.

9. **Lawrence F. V., Ho N. J., Mazumdaf P. K.** Predicting the fatigue resistance of weld // Ann. Rev. Mater. Sci. 1981. N 11. P. 401—425.

10. **Anthes R. J., Kottgen V. B., Seeger T.** Kerbformzahlen von Stumpstosen und Doppel-T-Stosen // Scweisen und Schneiden. 1993. 45(12). S. 685—688.

11. **Циклические** деформации и усталость металлов. В 2 т. / Под ред. В. Т. Трощенко. Киев: Наукова думка, 1985. Т. 1. 216 с.; Т. 2. 224 с.

12. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчет деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.

13. **Манжула К. П., Петинов С. В.** Прочность и долговечность конструкций при переменных нагрузках. СПб.: СПбГТУ, 2001. 76 с.

длиной ≈0,3 мкм и шириной 20÷30 нм переносятся во впадины и частично на вершины микронеровностей металлического контртела, что вызывает быстрое снижение коэффициента трения, так как в локальных зонах вместо контакта полимер—металл имеет место контакт полимер—полимер.

Цель данной работы — исследование зависимости коэффициента распределения теплоты в паре трения ПТФЭ—металл от переноса полимера на металл.

Экспериментальные исследования проводили на установке, описанной в работе [6], по схеме кольцо—плоскость. Плоский образец из ПТФЭ размерами 25×20 мм и толщиной 5,8 мм изнашивался в результате контакта с контртелом из стали 18Х2Н4МА (ГОСТ 10702—78), выполненным в виде кольца ∅10×∅8 мм, при варьировании распределенной нагрузки p. Во всех экспериментах скорость v скольжения составляла 0,3 м/с. Поверхность стального контртела перед каждым испытанием обрабатывали шлифовальной шкуркой зернистости 1000. Для измерения температуры использовали бесконтактный инфракрасный термометр UT302C. Температуру измеряли на боковой поверхности полимерного образца при окончании испытаний. Путь L трения составлял 250 м.

Рассмотрим распределение теплоты в зоне контакта сопряженных тел. Удельную теплоту, выделяющуюся при трении твердых тел [6], определяет выражение

$$q_{\text{тр}} = \tau_{\text{тр}} v = fpv,$$

где $\tau_{\text{тр}}$ — удельная мощность трения; f — коэффициент трения.

Удельная теплота $q_{\text{тр}}$ разделяется на удельную теплоту q_1, поступающую в контртело, и q_2, поступающую в полимерный образец:

$$q_1 = Kq_{\text{тр}};$$

$$q_2 = (1 - K)q_{\text{тр}},$$

где K — коэффициент распределения теплоты.

Количество теплоты, поступающей в полимер, составит:

$$Q_S = \frac{(1-K)fpvS_{\text{н}}L}{v}, \qquad (1)$$

где $S_{\text{н}}$ — номинальная площадь контакта.

Теплота, повышающая температуру образца из полимера и зависящая от его теплоемкости, определяется формулой

$$Q_T = c_p m\Delta t, \qquad (2)$$

где c_p — удельная теплоемкость материала; m — масса образца; Δt — разность температур поверхности образца и окружающей среды.

В результате конвекции часть теплоты Q_S с поверхности образца рассеивается; количество рассеянной теплоты определяется уравнением Ньютона:

$$Q_{\text{к}} = \frac{\alpha\Delta tFL}{v}, \qquad (3)$$

где α — коэффициент теплоотдачи; F — площадь свободной поверхности образца.

Тогда с учетом формул (1)—(3) можно записать:

$$Q_S - Q_{\text{к}} = Q_T. \qquad (4)$$

Подставив в выражение (4) формулы (1)—(3), получим:

$$\frac{(1-K)fpvS_{\text{н}}L}{v} - \frac{\alpha\Delta tFL}{v} = c_p m\Delta t. \qquad (5)$$

Из выражения (5) находим:

$$\Delta t = \frac{(1-K)fpvS_{\text{н}}L}{\alpha FL + c_p mv}. \qquad (6)$$

Для определения разности Δt температур необходимо уточнить величину α в уравнении (3), которая может изменяться в широких пределах из-за ряда значимых показателей, таких как теплопроводность, коэффициент линейного расширения, теплоемкость, плотность материала, вязкость среды и размеры тела.

Для упрощения значения данных параметров обобщают для большого числа вариантов на основании теории подобия введением комплексов из нескольких безразмерных параметров. Для определения величины α, как правило, используют такие показатели, как числа Нуссельта (Nu), Грасгофа (Gr) и Прандтля (Pr) [7]:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha A}{\lambda},$$

где λ — коэффициент теплопроводности; A — определяющий размер тела;

$$\text{Gr} = \frac{A^3\rho^2\beta\Delta tg}{\eta^2}, \qquad (7)$$

где $\beta = \dfrac{1}{T_{\text{с}}}$ — температурный коэффициент объемного расширения ($T_{\text{с}}$ — абсолютная температура окружающей среды); g — ускорение свободного падения; η — динамическая вязкость; p — плотность.

$$\text{Pr} = \frac{c_p\eta}{\lambda\rho} = \frac{v_{\text{к}}}{a},$$

где $v_{\text{к}} = \eta/\rho$ — кинематическая вязкость; $a = \lambda/c_p$ — коэффициент температуропроводности.

Число Нуссельта рассчитываем по формуле [7]

$$\text{Nu}_m = C(\text{Gr Pr})_m^n. \qquad (8)$$

Здесь индекс m указывает на то, что значения параметров выбирают для средней температуры $t_m = 0{,}5(t + t_c)$, где t_c — температура окружающей среды; t — температура поверхности тела; C и n — эмпирические коэффициенты, которые зависят от аргумента $(\mathrm{Cr\ Pr})_m$, их значения приведены в справочнике [7].

Чтобы ими воспользоваться, необходимо вычислить $(\mathrm{Cr\ Pr})_m$ для наименьшей и наибольшей температур. Принимаем $t_c = 25$ °С и минимальную температуру для пары трения $t_1 = 30$ °С, тогда средняя температура составит $t_{m1} = 27{,}5$ °С. В табл. 1 приведены значения параметров, входящих в комплексы безразмерных параметров. По значению t_{m1} находим $\upsilon_к = 16 \cdot 10^{-6}$ м^2/с, тогда $\mathrm{Pr}_{m1} = 0{,}701$.

Вычислим Gr_{m1} по формуле (7) при температуре t_{m1}:

$$\mathrm{Gr}_{m1} = \frac{9{,}81(25 \cdot 10^{-3})^3 5}{298(1{,}6 \cdot 10^{-5})^2} \approx 10^4,$$

следовательно, получим $(\mathrm{Cr\ Pr})_{m1} \approx 7 \cdot 10^3$.

Максимальная температура пары трения $t_2 = 70$ °С [1], тогда средняя температура $t_{m2} = (25 + 70)/2 = 47{,}5$ °С, получим: $\upsilon_к = 1{,}8 \cdot 10^{-5}$ м^2/с [7], что соответствует $\mathrm{Pr}_{m2} = 0{,}698$.

Вычислим Gr_{m2} при температуре t_{m2}:

$$\mathrm{Gr}_{m2} = \frac{9{,}81(25 \cdot 10^{-3})^3 45}{298(1{,}8 \cdot 10^{-5})^2} = 71439{,}8.$$

Тогда имеем $(\mathrm{Cr\ Pr})_{m2} \approx 5 \cdot 10^4$.

Полученные значения $(\mathrm{Cr\ Pr})_m$ входят в диапазон $5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$ [7], что обусловливает значения $C = 0{,}54$ и $n = 1/4$, а это указывает на ламинарный поток теплоты по поверхности тела.

Из формулы (8) получим значения коэффициента теплоотдачи для тел разных форм, которые характеризуются определяющим размером A и ориентацией поверхности в пространстве, определяемой коэффициентом N (табл. 2).

Формула (8) неудобна для расчета, так как требует учета всех параметров, однако можно использовать коэффициент R, объединяющий большинство параметров:

$$R = 0{,}54(\beta g \mathrm{Pr})_m^{1/4} \frac{\lambda_m}{\upsilon_{кm}^{1/2}}.$$

Тогда при теплоотдаче в воздушную среду коэффициент теплоотдачи для плоских поверхностей определяется выражением

$$\alpha_к = RN\left(\frac{t - t_c}{A}\right)^{1/4}.$$

Величина R зависит от средней температуры t_m.

Диапазон рабочих температур полимерных материалов 30÷70 °С, тогда согласно работе [7] величина R находится в диапазоне 1,36÷1,30, следовательно, можно принять $R = 1{,}33$.

Принимаем $t - t_c = 25$ °С и находим значения $\alpha_к$ для трех поверхностей полимерного образца:

для боковых поверхностей

$$\alpha_{к1} = 1{,}33\left(\frac{25}{6 \cdot 10^{-3}}\right)^{1/4} = 10{,}68 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)};$$

для нижней горизонтальной поверхности

$$\alpha_{к2} = 1{,}33 \cdot 0{,}7\left(\frac{25}{25 \cdot 10^{-3}}\right)^{1/4} = 5{,}24 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)};$$

для верхней горизонтальной поверхности

$$\alpha_{к3} = 1{,}33 \cdot 1{,}3\left(\frac{25}{25 \cdot 10^{-3}}\right)^{1/4} = 9{,}72 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Значимость коэффициента теплоотдачи определяется относительной площадью поверхности. Тогда действительный коэффициент теплоотдачи находим по формуле

$$\alpha_к = \frac{\alpha_{к1}F_б + \alpha_{к2}F_н + \alpha_{к3}F_в}{F_{об}}, \qquad (9)$$

где $F_{об}$ — общая площадь поверхности образца; $F_б$, $F_н$, $F_в$ — площади соответственно боковых, нижней и верхней поверхностей образца.

Таблица 1

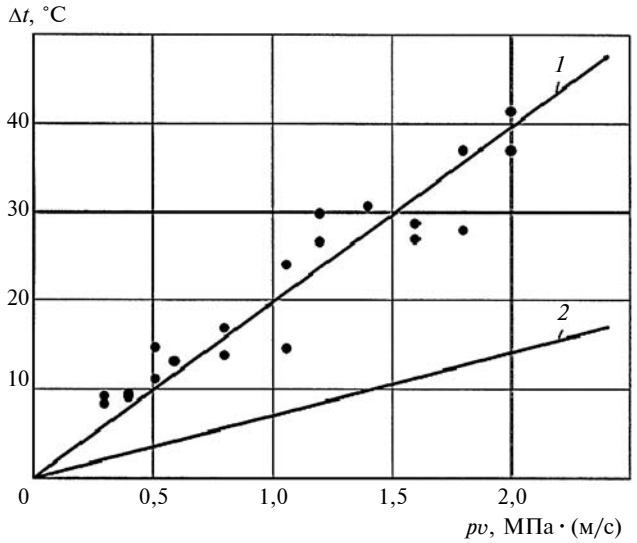
Значения показателей, входящих в комплексы безразмерных параметров, при сухом воздухе, атмосферном давлении 760 мм рт. ст., c_p = 1000 Дж/(кг · К) [7]

t, °С	ρ, кг/м^3	λ, 10^{-2} Вт/(м · К)	$\upsilon_к$, 10^{-6} м^2/с	Pr
10	1,247	2,51	14,16	0,705
20	1,205	2,60	15,06	0,703
30	1,165	2,68	16,00	0,701
40	1,128	2,76	16,95	0,699
50	1,093	2,83	17,95	0,698
60	1,060	2,90	18,97	0,696
70	1,029	2,97	20,02	0,694

Таблица 2

Значения коэффициента N ориентации [7]

Поверхность	Определяющий размер	N
Шар, горизонтальный цилиндр	Диаметр	1,0
Вертикальная пластина, цилиндр	Высота	1,0
Горизонтальные пластины, рассеивающие потоки:		
вверх	Максимальный размер	1,3
вниз		0,7



Экспериментальные значения (точки) Δt от pv, их аппроксимация (*1*) при v = 0,3 м/с, L = 250 м, K = 0,86 и расчетная зависимость (*2*) при K = 0,95 для пары трения "ПТФЭ—сталь 18Х2Н4М"

Подставив эти значения в формулу (9), получим $\alpha_к$ = 8,48 Вт/(м^2 · °С).

Методом наименьших квадратов описываем экспериментальные температуры по формуле (6) и находим коэффициент K распределения теплоты для пары трения ПТФЭ—металл, при эксплуатации которой имеет место эффект частичного переноса полимера на металл.

Для определения коэффициента K часто используют формулу Шаррона [6]

$$K = \frac{\sqrt{\lambda\rho c}}{\sqrt{\lambda\rho c} + \sqrt{\lambda_1\rho_1 c_1}}, \qquad (10)$$

где λ и λ_1 — теплопроводности соответственно стали и полимера; ρ и ρ_1 — плотности; c и c_1 — теплоемкости.

Однако данная формула получена решением контактной задачи для двух полубесконечных тел трения с учетом их упругости и не учитывает адгезионные факторы на границе раздела трущихся сред.

Допустим, что пара трения состоит из стального вала и уплотнения из ПТФЭ. Тогда для расчета по формуле (1) принимаем: λ = 45 Вт/(м · °С); λ_1 = = 0,23 Вт/(м·°С); $\rho = 7{,}8 \cdot 10^3$ кг/м^3; $\rho_1 = 2{,}2 \cdot 10^3$ кг/м^3; c = 0,46 · 10^3 Дж/(кг · °С); c_1 = 1 · 10^3 Дж/(кг · °С). По формуле (10) определяем K = 0,95. Таким образом, согласно выражению (1) только 5 % энергии трения затрачивается на нагревание детали из полимера.

На рисунке представлены экспериментальные значения Δt от pv, их аппроксимация по формуле (6) при v = 0,3 м/с, L = 250 м и K = 0,86, а также рассчитанная по формуле (10) зависимость при K = 0,95 для пары трения ПТФЭ—сталь 18Х2Н4М. Анализ показал, что угол подъема расчетной зависимости в 3 раза меньше экспериментального. Чтобы определить температуру образца, прибавим нормальную температуру окружающей среды (25 °С) к Δt. Если допустимая температура пары трения 70 °С [1], то при K = 0,86 имеем pv = 2 (МПа · м)/с и L = 250 м.

Таким образом, показано, что для пары трения полимер—металл необходимо учитывать интенсивное нагревание полимера и вносить поправку при расчете коэффициента K по формуле Шаррона.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Чичинадзе А. В.** Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник. М.: Машиностроение, 1988. 328 с.

2. **Трение,** износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлингер, Э. Д. Браун и др. Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.

3. **Kong D.** Physical models of polytetrafluoroethylene and its composites // Wear. 1991. V. 147. P. 9—24.

4. **Bahadur S.** The development of transfer layers and their role in polymer tribology // Wear. 2000. V. 245. N 1, 2. P. 92—99.

5. **Козырев Ю. П., Седакова Е. Б.** Метод определения допустимых нагрузок при трении с использованием эмпирического закона изнашивания // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 44—46.

6. **Амосов А. П.** Элементарные теплофизические модели трения // Известия Самарского научного центра РАН. 2011. Т. 13. № 4(3) С. 656—662.

7. **Дульнев Г. Н.** Тепло-массообмен в радиоэлектронной аппаратуре. М.: Высшая школа, 1984. 247 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 621.983.3:658.512.011.56.004.001.57

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

Испытания материалов. Классификация и теория

Для расчета вероятности разрушения с помощью диаграмм предельных деформаций определены критерии штампуемости деталей из листовых заготовок. На основании CAD/CAE-моделирования разработана теория разрушения листа при испытаниях и штамповке.

Ключевые слова: штамповка, листовой материал, диаграмма предельных деформаций, штампуемость, CAD/CAE-моделирование, разрушение, испытание.

For analysis of failure probability with the help of limit deformation diagrams the formability criteria of parts from sheet billets are determined. On the base of CAD/CAE-modeling the theory of sheet failure at tests and stamping is developed.

Keywords: stamping, sheet material, limit deformation diagram, formability, CAD/CAE modeling, failure, test.

При проектировании технологий изготовления деталей важно знать механические свойства материалов. Для оценки штампуемости листовых и объемных заготовок из разных материалов используют диаграммы предельных деформаций (ДПД), утонений (ДПУ) и напряжений (ДПН).

Диаграмма предельных деформаций

Для листового материала (листы, полосы, ленты, фасонный прокат) ДПД строят в виде функции $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$ по результатам испытаний разных по форме и размерам вырезанных образцов. На образец наносят сетку, часто состоящую из окружностей. Диаметры выбирают так, чтобы после испытания в зоне разрыва образца линии сетки образовывались овалы или эллипсы (малая ось $l_{\min}$, большая ось $l_{\max}$), толщина s_f образца в зоне разрыва плавно увеличивалась в направлении захвата испытательной машины (или лабораторного штампа) до начальной толщины s_0. При этом сдвиговые деформации и касательные напряжения в направлении малой и большой осей овала близки к нулю. Тогда линейные деформации ε_1 и ε_2 и напряжения σ_1 и σ_2, направленные соответственно вдоль большой и малой осей овала, будут главными. Третье главное напряжение σ_3, направление которого совпадает с толщиной образца, на поверхности образца равно нулю. По значениям осей $l_{\min}$ и $l_{\max}$ рассчитывают в центре ячейки сетки максимальную и минимальную деформации: $\varepsilon_1 = \varepsilon_{1\lim} = \ln(l_{\max}/d_0)$ и $\varepsilon_2 = \ln(l_{\min}/d_0)$, где d_0 — диаметры окружностей сетки до испытаний. Третью главную деформацию (утонение) рассчитывают как $\varepsilon_3 = \varepsilon_s = \varepsilon_{3\lim} = \ln(s/s_0)$ по результатам измерений толщины s_f в центре ячейки или из условия несжимаемости листа $\varepsilon_3 = -\varepsilon_1 - \varepsilon_2$. Если измеряют все три деформации ε_1, ε_2 и ε_3, то условие несжимаемости используют для оценки точности измерений. При проведении испытаний для построения ДПД анализируют также прочность слоев биметаллов, композитных материалов, покрытий листового сортамента. При листовой штамповке оценивают и эффективность используемого смазочного материала. Чем выше ДПД, тем пластичнее материал, а следовательно, более пригоден для формоизменяющих операций.

Для повышения точности и качества изготовления и оценки штампуемости детали на листовую заготовку наносят сетку. Для каждой ячейки сетки рассчитывают деформацию ε_1 как функцию $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$. Для каждой деформации ε_2 по ДПД определяют предельное значение $\varepsilon_{1\lim}$ и рассчитывают $\varepsilon_{3\lim}$ и предельное значение интенсивности деформации $\varepsilon_{i\lim}$ по формулам:

$$\varepsilon_{3\lim} = -\varepsilon_{1\lim} - \varepsilon_2;$$

$$\varepsilon_i = [2/\sqrt{3}]\sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_1\varepsilon_2 + \varepsilon_2^2}.$$

Далее по деформациям ε_1, ε_3, ε_i определяют такие показатели штампуемости детали, как коэффициент C_m ($m = l$; s; i) использования пластичности и коэффициент P_m запаса пластичности (до разрушения заготовки):

по деформации ε_1:

$$C_l = \varepsilon_1/\varepsilon_{1\lim} \text{ и } P_l = 100(1 - \varepsilon_1/\varepsilon_{1\lim});$$

по деформации ε_3:

$$C_s = \varepsilon_3/\varepsilon_{3\lim} \text{ и } P_s = 100(1 - \varepsilon_3/\varepsilon_{3\lim});$$

по деформации ε_i:

$$C_i = \varepsilon_i/\varepsilon_{i\lim} \text{ и } P_i = 100(1 - \varepsilon_i/\varepsilon_{i\lim}).$$

Предельные значения $C_{l\lim}$, $C_{s\lim}$, $C_{i\lim}$, $P_{l\lim}$, $P_{s\lim}$, $P_{i\lim}$ задают для оценки вероятности разрушения конкретной штампуемой детали. Если C_l, C_s, C_i больше предельных значений, равны или больше 1, а также если P_l, P_s, P_i меньше предельных

значений, то для снижения деформаций в опасных местах назначают конструкторские или технологические мероприятия [1, 2]. Часто расчет деформаций заготовки с использованием сетки заменяют или совмещают с CAD/CAE-моделированием, для которого также необходимы ДПД. Если ДПД нет, то при CAD/CAE-моделировании штамповки сложных деталей, чтобы утонение детали не превышало $\varepsilon_3 = \ln(1 + \delta_p)$, где δ_p — относительное равномерное удлинение заготовки по ГОСТ 11701—84, рекомендуется задавать $P_{s\lim} = \delta_p$.

Классификация испытаний материалов

Показатели штампуемости листов, ДПД, ДПУ и ДПН определяют следующими испытаниями: растяжением узких и широких образцов, обтяжкой, формовкой, осесимметричной и неосесимметричной вытяжками.

1. ***Растяжение узких образцов*** — одноосное растяжение образцов (рис. 1) с начальными параметрами: длина l_0; толщина s_0 или s; ширина $b_0 \approx 0{,}25 l_0$ выполняют для испытания листового материала по ГОСТ 11701—84 при сдаче производителем потребителю. В настоящей работе все моделирования испытаний и обработки выполняли в CAD/CAE-системе Marc корпорации MSC Software (США). Диаграмма деформаций в начале локального утонения и разрушения образца показана на рис. 2 (см. обложку); ввиду ее симметрии представлена лишь верхняя часть образца; в случае определения

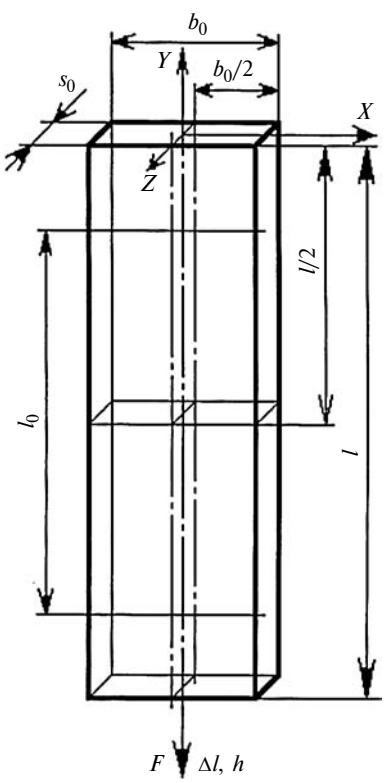


Рис. 1. Схема испытания на растяжение узкого образца

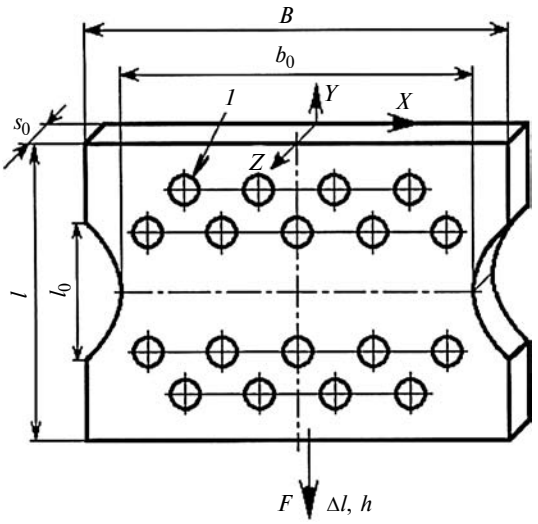


Рис. 3. Схема испытания на растяжение широкого образца

деформаций вблизи места разрушения строили лишь крайнюю левую точку ДПД.

II. ***Растяжение широких образцов*** — одноосное растяжение образцов, ширина b_0 которых в несколько раз больше длины l_0 (рис. 3), позволяет построить точки ДПД слева вблизи и на самой оси y ($\varepsilon_2 = 0$), на которой плоское напряженное состояние (ПНС) образца ($\sigma_z = \sigma_3 = 0$) сочетается с плоским деформированным состоянием (ПДС) ($\varepsilon_x = \varepsilon_2 = 0$). Для обеспечения ПДС часто в образце выполняют отверстия (см. рис. 3, поз. *1′*), в которые вставляют штифты захвата испытательной машины, препятствующие деформациям ε_2 по ширине.

Диаграмма деформаций показана на рис. 4 (см. обложку); ввиду симметрии моделировали растяжение только правой половины. При вытяжке и формовке деталей деформации в зоне возможного разрушения, как правило, соответствуют участку ДПД слева вблизи оси ординат. Так как испытательных машин для растяжения широких образцов, соответствующих средним и крупным штампуемым деталям, нет, то данное испытание и испытание обтяжкой можно выполнять на мощном прессе.

III. ***Обтяжка*** — растяжение образцов, соизмеримых штампуемым деталям разной формы (рис. 5, *а—в*), позволяет построить ДПД с учетом трения заготовки о штамп. На рис. 5 показаны лишь нижние части штампов с пуансоном *1*, а также плита *8*, антифрикционная прокладка *6* (или смазочный материал), прижимы *3* с рифтом *4* для исключения проскальзывания краев заготовки *5*, толкатели *9*, газовые пружины или гидропружины *2*. Верхняя часть штампа с матрицей не показаны. Диаграмма деформаций представлена на рис. 6 (см. обложку); смоделирована обтяжка правой половины заготовки. По этой же схеме выполняют гибку с растяжением.

IV. ***Формовка*** — одноосное или двухосное растяжение (рис. 7, *а—в*) жестко зажатой рифтом *4* за края заготовки *5*, размещенной над или под антифрикционной *6* и технологической *7* прокладками. При формовке используют пуансоны *1* разной формы, матрицу *2* и прижим *3*. При испытании заготовка формуется на предельную глубину $h_{\lim}$ или до разрушения, тогда $h'_{\lim} = h_{\lim}/[D_p + D_m)/2]$. Для заготовки в виде узкой полосы с зажимом за два края строят точки ДПД в левой части ($\varepsilon_2 \le 0$), для образца в виде широкой полосы с зажимом по всему периметру рифта *4* — в правой части ДПД ($\varepsilon_2 \ge 0$, при $\varepsilon_1 \ge \varepsilon_2$) вблизи диагонали $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$. Однако на построенной ДПД достигаемый интервал для отрицательных значений ε_2 недостаточен для проектирования штамповки сложных деталей, например коробчатых. Поэтому для расширения

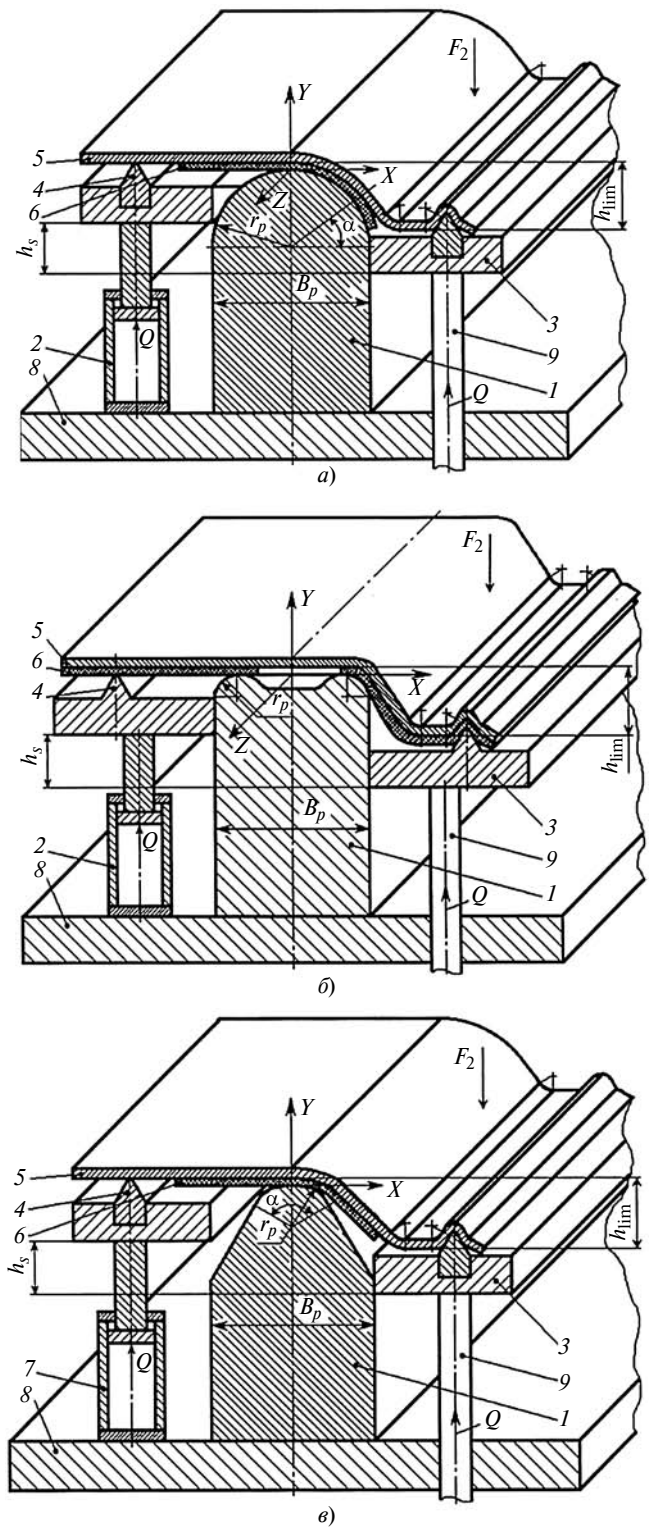


Рис. 5. Схемы испытаний листовых образцов обтяжкой по полуцилиндрическому (*а*), плоскому (*б*) и треугольному (*в*) пуансонам

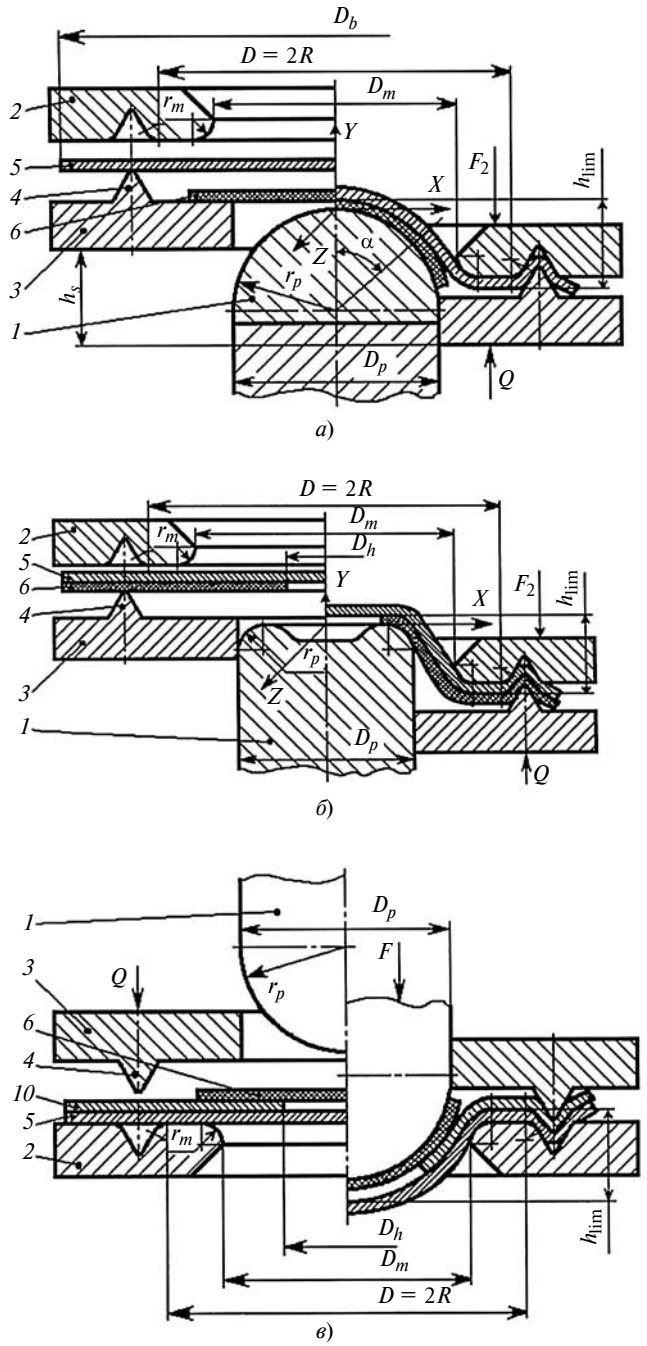


Рис. 7. Схемы испытаний листовых образцов формовкой вверх (*а*, *б*) и вниз (*в*) полусферическими (*а*, *в*) и плоским (*б*) пуансонами

этого интервала требуется испытание вытяжкой. Для данного испытания по схеме формовки детали дном вверх (см. рис. 7, *а*, *б*) применяют или испытательную машину двойного действия с нижним приводом, в которой сначала перемещается вверх наружный ползун с прижимом *3* и рифтом *4*, а затем внутренний ползун с пуансоном *1*, или пресс простого действия, в котором перемещается вниз ползун с матрицей *2* и прижимом *3* с рифтом *4*.

Диаграмма деформации представлена на рис. 8 (см. обложку); ввиду симметрии смоделирована формовка 1/4 анизотропной заготовки.

Для испытания формовкой детали дном вниз (см. рис. 7, *в*) применяют или пресс двойного действия с верхним приводом, в котором сначала перемещается вниз наружный ползун с прижимом *3* и рифтом *4*, а затем внутренний ползун с пуансоном *1*, или специальную установку двойного или тройного действия, например с гидроприводами. Формовка детали дном вниз с плоским пуансоном аналогична процессу, приведенному на рис. 7, *в*. Формовку до разрыва лунки небольшого диаметра D_f на глубину $h' = h/[(D_p + D_m)/2]$ при $K_f = D_f[(D_p + D_m)/2]$ с углом α охвата заготовкой *5*

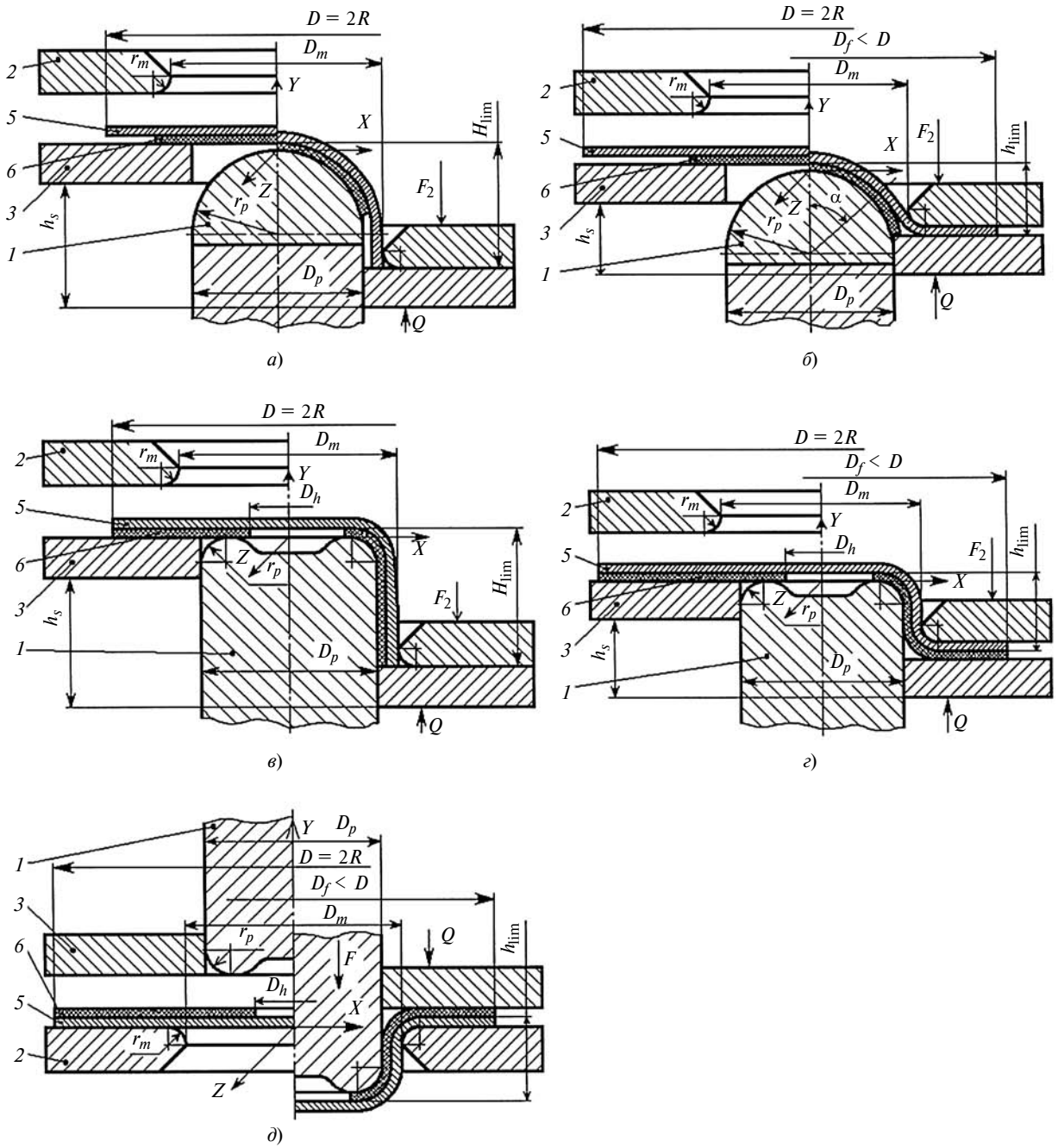


Рис. 9. Схемы испытаний листовых образцов осесимметричной вытяжкой деталей дном вверх (*а*—*г*) и вниз (*д*) полусферическими (*а*, *б*) и плоскими (*в*—*д*) пуансонами из предельных (*а*, *в*) и запредельных (*б*, *г*, *д*) заготовок

пуансона *1* можно выполнять в оснастке с плоским прижимом *3* и без рифта *4* (ГОСТ 10510—80) при $D_b = D$ (см. рис. 7, *а*), но в этом случае минимальный размер заготовки D_b должен быть достаточно большим, а коэффициент формовки $K_f = D_b/[(D_p + D_m)/2] \geq K_{f\lim}$. Край заготовки может выходить за прижим, чтобы исключить его смещение. Так, для листа из низкоуглеродистой стали $K_{f\lim} \approx 3$. При уменьшении K_f формовка без смещения края заготовки переходит в вытяжку со смещением края заготовки.

V. ***Осесимметричная вытяжка*** — двухосное осесимметричное деформирование предельной (рис. 9, *а*, *в*) или запредельной (рис. 9, *б*, *г*) заготовки *5* с использованием пуансонов *1* разной формы, матрицы *2*, прижима *3* и прокладки *4*; на рис. 9, *д* показана вытяжка детали дном вниз.

При вытяжке предельной заготовки диаметром *D* возможна надежная вытяжка детали с предельной высотой $H'_{\lim} = H_{\lim}/[(D_p + D_m)/2]$ пуансоном *1* в матрицу *2* на проход с предельным коэффициентом вытяжки $K_{\lim} = D/[(D_p + D_m)/2]$ и предельной силой вытяжки $F_{\lim} = F_2 - Q$, где $F_2 = F_{\lim} + Q$ — сила штамповки [3].

Диаграмма деформаций при осесимметричной вытяжке предельной анизотропной заготовки представлена на рис. 10 (см. обложку); смоделирована вытяжка 1/4 заготовки.

При вытяжке предельной заготовки возможна лишь вытяжка на предельную глубину $h'_{\lim}$ со смещением края до D_f при $K_{fl} = D/D_f$, после чего происходит отрыв дна от стенки детали силой $F_f = F_{2f} - Q_f$, где Q_f — минимальная сила прижатия прижимом *3* краевой части заготовки *5* от складкообразования. Вблизи места отрыва по изменению делительной сетки, например в виде окружностей, определяют ε_1, ε_2 и наносят их на ДПД. Глубину $h' = h/[(D_p + D_m)/2]$ или $H' = H/[(D_p + D_m)/2]$ планируемой вытяжки сравнивают с $h'_{\lim}$ или $H'_{\lim}$, полученными испытаниями. Причем $H'_{\lim}$ определяют по впадине на стенке детали, $H'_{\lim}$ — по выступу, степень выступообразования — по формуле $\chi = [(H''_{\lim} - H'_{\lim})/H'_{\lim}]100$ при коэффициенте анизотропии листа $A_\theta = [(\varepsilon_3 - \varepsilon_2)/(0{,}5\varepsilon_1)]100$ [1], где θ — угол наклона большой оси ячейки делительной сетки к направлению прокатки листа.

VI. ***Неосесимметричная вытяжка*** аналогична осесимметричной, но вытягивают неосесимметричную деталь, например коробчатую деталь длиной *A*, шириной *B* с радиусом *R* скругления стенки из заготовки *5* длиной A_b и шириной B_b с неотрезанными (или отрезанными для лучшей вытяжки) углами (рис. 11), используя пуансон размерами $A_p \times B_p \times R_p$ и матрицу размерами $A_m \times B_m \times R_m$. Это испытание совмещает в себе все вышеописанные испытания: растяжение и обтяжку (плоские участки стенки), формовку (дно), вытяжку (углы стенки). Изменяя форму и размеры заготовки *5* и

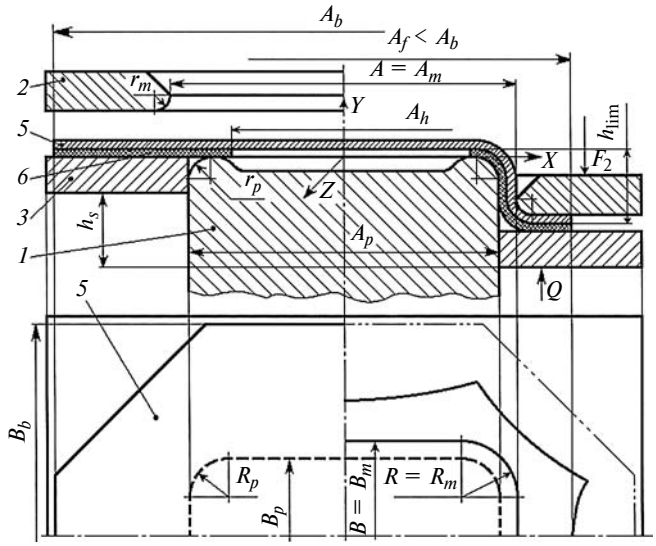


Рис. 11. Схема неосесимметричной вытяжки коробчатой детали из анизотропного образца

антифрикционной прокладки *4*, а также другие параметры, можно изменять место возможного разрушения заготовки. При комбинированном испытании деформации детали наиболее близки к деформациям в опасных местах при вытяжке коробчатых деталей,

Диаграмма деформаций при неосесимметричной вытяжке предельной анизотропной заготовки представлена на рис. 12 (см. обложку). При данном испытании для скругленного угла стенки коробчатой детали можно получить значительно больший интервал значений ε_2 на ДПД, чем при использовании других испытаний.

Применяют также испытания гибкой, отбортовкой, обжимом, раздачей и пр., используя делительную сетку для построения ДПД $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$, определяют такие показатели, как шероховатость поверхности до и после разрушения, вид трещины, $h'_{\lim}$, $H'_{\lim}$, $K_{\lim}$, K_f, $K_{f\lim}$, K_{fl}, α, минимальную толщину $s_{\min}$ образца вблизи разрушения, ход *h* захвата машины или ход h_s прижима штампа, силы $F_{\lim}$, F_f, F_2, Q, F_{2f}, Q_f, отношения $F_{\lim}/F_f$, $(F_f - F_{\lim})/F_f$, величину пружинения заготовки и детали до и после съема со штампа и др.

Теория разрушения материала при испытании и штамповке

В исследованиях используем часто применяемую оцинкованную низкоуглеродистую сталь 01ЮТ ВОСВ ГЦ (ТУ 14-105-685—2002) толщиной $s_0 = 0{,}7$ мм (ВОСВ — весьма особосложная вытяжка, ГЦ — горячеоцинкованный прокат). Расчеты процесса растяжения выполнены в CAD/CAE-системе Marc по методикам работ [1, 2] для вырезанного образца с размерами по ГОСТ 11701—84, где

b_0 — ширина, l — рабочая длина между захватами испытательной машины, s_0 — толщина образца, 35 000 конечных элементов (КЭ) по осям $X \times Y \times Z$: $(50 \times 100 \times 7)$. Первоначальные параметры b_{0fe}, l_{0fe}, s_{0fe} каждого КЭ на каждом этапе растяжения изменялись до b_{fe}, l_{fe}, s_{fe}. Динамику перехода КЭ из упругого в пластическое состояние на начальных этапах растяжения исследовали на основании теории пластичности, используя уравнение интенсивности напряжений $\sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}$ при $\sigma_i = \sigma_{0,2}$, где $\sigma_{0,2}$ — предел текучести (ГОСТ 1497—84). Так как напряжения рассчитывали через деформации, то дополнительно применяли три уравнения пластичности в деформациях.

Первое уравнение пластичности в деформациях. При поэтапном нагружении элемент обрабатываемой заготовки переходит в пластическое состояние при $\varepsilon_{ie} = \varepsilon_{\lim e}$, когда интенсивность упругих деформаций

$$\varepsilon_{ie} = \sqrt{2/3}\,\sqrt{(\varepsilon_{xe} - \varepsilon_{ye})^2 + (\varepsilon_{ye} - \varepsilon_{ze})^2 + (\varepsilon_{ze} - \varepsilon_{xe})^2 + 3/2(\gamma_{xye}^2 + \gamma_{yze}^2 + \gamma_{zxe}^2)}$$

достигнет предельного значения $\varepsilon_{\lim e}$, рассчитанного по этой же формуле при нагружении образца из материала заготовки силой P_{pr} до предела пропорциональности $\sigma_{pr} = P_{pr}/A_0$ по ГОСТ 1497—84 (см. рис. 1). Образец с начальными длиной l_0, шириной b_0, толщиной s_0 и площадью поперечного сечения $A_0 = b_0 s_0$ после нагружения силой P_{pr} примет размеры l, b и s_t. Линейные деформации составят:

$$\delta_{ye} = (l - l_0)/l_0;$$

$$\varepsilon_{ye} = \ln(1 + \delta_{ye});$$

$$\delta_{xe} = (b - b_0)/b_0;$$

$$\varepsilon_{xe} = \ln(1 + \delta_{xe});$$

$$\delta_{ze} = (s_t - s_0)/s_0;$$

$$\varepsilon_{ze} = \ln(1 + \delta_{ze}),$$

отношения упругих поперечных деформаций к продольной δ_{ye} составят: $\upsilon_b = \delta_{xe}/\delta_{ye}$ и $\upsilon_s = \delta_{xe}/\delta_{ye}$, угловые деформации: $\gamma_{xye} = \gamma_{yze} = \gamma_{zxe} = 0$. Если значений l, b, s_t нет, то приближенно принимаем: $\delta_{ye} = \sigma_{pr}/E$; $\delta_{xe} = -\upsilon_b\delta_{ye}$; $\delta_{ze} = -\upsilon_s\delta_{ye}$, где E — модуль упругости. Для стали $\upsilon_b \approx \upsilon_s \approx 0{,}3$; $E \approx 2 \cdot 10^5$ Н/мм^2, для других материалов показатели υ_b, υ_s и E находим по справочникам. При расчете ε_{ie} вместо напряжения σ_{pr} можно нагружать образец до предела упругости σ_e.

Второе уравнение пластичности в деформациях. Элемент обрабатываемой заготовки переходит в пластическое состояние при $\varepsilon_{ip} = \varepsilon_{\lim p}$, когда интенсивность пластических деформаций $\varepsilon_{ip} = [2/\sqrt{3}] \times \sqrt{\varepsilon_{yp}^2 + \varepsilon_{yp}\varepsilon_{xp} + \varepsilon_{xp}^2}$ достигнет значения $\varepsilon_{\lim p}$, т. е. при нагружении образца из материала заготовки силой $P_т$ и напряжением $\sigma_т = P_т/A_0$ или $\sigma_{0,2} = P_{0,2}/A_0$. Остаточные пластические деформации ε_{xp}, ε_{yp}, ε_{zp} после разгружения образца рассчитываем по тем же формулам, что и упругие, но с учетом несжимаемости заготовки: $\varepsilon_{xp} + \varepsilon_{yp} + \varepsilon_{zp} = 0$. Если ε_{xp}, ε_{yp}, ε_{zp} неизвестны, то при допущении о линейности растяжения: $\varepsilon_{xp} = \varepsilon_{zp} = -0{,}5\varepsilon_{yp}$, приближенно получим: $\varepsilon_{ip} = \varepsilon_{\lim p} = \ln(1 + \delta_{yp})$, где $\delta_{yp} = 0{,}002$ по ГОСТ 1497—84; вместо $\sigma_{0,2}$ можно использовать $\sigma_{0,1}$ или $\sigma_{0,3}$, или $\sigma_{0,5}$ и т. д.

Третье уравнение пластичности в деформациях. Элемент обрабатываемой заготовки переходит в пластическое состояние при $\varepsilon_{iep} = \varepsilon_{\lim ep}$, когда интенсивность упругопластических деформаций

$$\varepsilon_{iep} = \sqrt{2/3}\,\sqrt{(\varepsilon_{xep} - \varepsilon_{yep})^2 + (\varepsilon_{yep} - \varepsilon_{zep})^2 + (\varepsilon_{zep} - \varepsilon_{xep})^2 + 3/2(\gamma_{xyep}^2 + \gamma_{yzep}^2 + \gamma_{zxep}^2)}$$

достигнет значения $\varepsilon_{\lim ep}$, рассчитанного при нагружении образца из материала заготовки силой $P_т$ и напряжением $\sigma_т = P_т/A_0$ или $\sigma_{0,2} = P_{0,2}/A_0$ (ГОСТ 1497—84). Упругие (ε_{xe}, ε_{ye}, ε_{ze}) и пластические (ε_{xp}, ε_{yp}, ε_{zp}) деформации рассчитываем по приведенным выше формулам. Сначала суммируем деформации для данного этапа обработки, например $\varepsilon_{yep} = \varepsilon_{ye} + \varepsilon_{yp}$, затем с деформациями на всех предыдущих этапах.

Так как при CAD/CAE-моделировании обработки заготовки рассчитываются и упругие, и пластические деформации (что важно при определении упругого пружинения детали после обработки заготовки), то последнее уравнение пластичности наиболее точное.

После перехода всех КЭ на расчетной длине l_0 в пластическое состояние начинается первый этап пластического удлинения образца. На рис. 13, *а* (см. обложку) приведена диаграмма деформаций образца в плоскости XY (см. рис. 1), а на рис. 13, *б* — диаграмма деформаций образца по толщине в плоскости YZ в конце первого этапа, который по ГОСТ 11701—84 считается равномерным удлинением и началом образования шейки.

Были построены диаграммы деформаций ε_i образца в разных сечениях. Характер распределения σ_i аналогичен распределению ε_i. Увеличение напряжения текучести $\sigma_x = \varepsilon_i$ в результате упрочне-

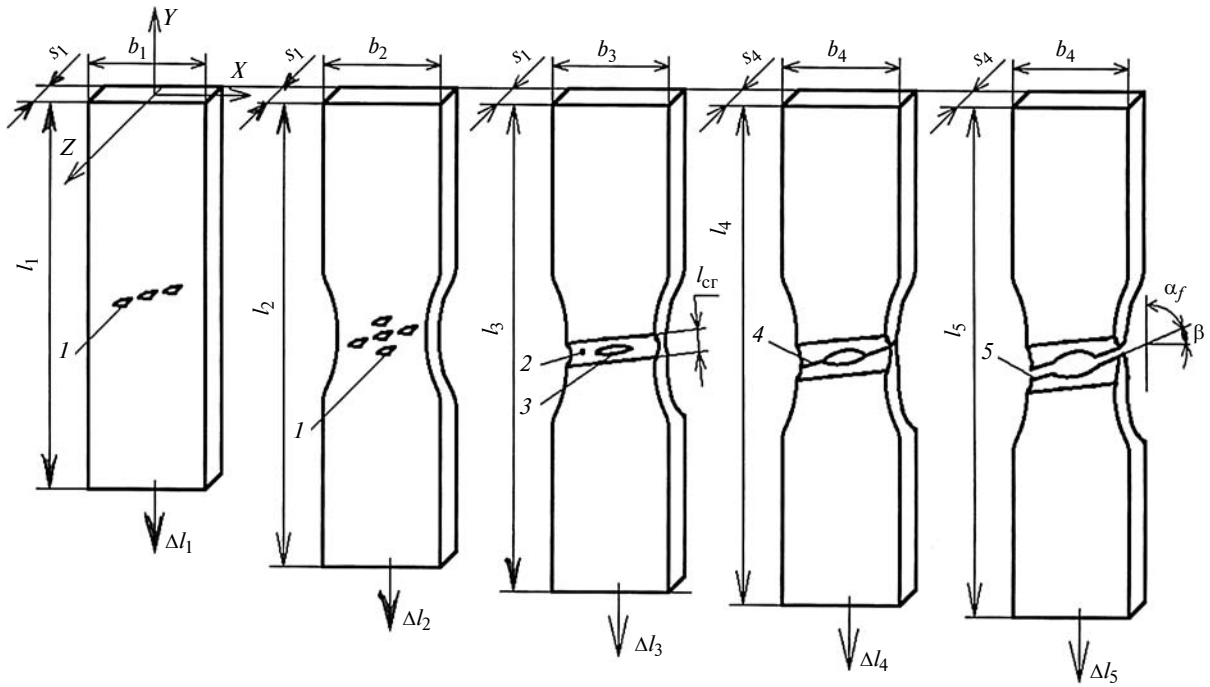


Рис. 14. Этапы процесса растяжения образца

ния элементов образца при растяжении учитывали в формуле [1]

$$\sigma_s/\sigma_{0,2} = \sigma_i/\sigma_{0,2} = 1 + [\sigma_в(1 + \delta_р)/\sigma_{0,2}]\varepsilon_i^n,$$

где $n = \ln\{1 - \sigma_{0,2}/[\sigma_в(1 + \delta_р)]\}/\ln[\ln(1 + \delta_р)]$, где $\sigma_в$ — предел прочности.

Рассчитаны также относительные деформации $\delta_l = (l_{0fe} - l_{fe})/l_{0fe}$ и $\delta_b = (b_{0fe} - b_{fe})/b_{0fe}$, толщина s_{fe} и деформации ε_i при $\varepsilon_1 = \ln(1 + \delta_l)$, $\varepsilon_2 = \ln(1 + \delta_b)$.

Установлено, что на первом этапе растяжения в сечениях, перпендикулярных к оси Y (см. рис. 1), параметры деформировано-напряженного состояния (ДНС) имеют разные значения по ширине и толщине образца: в зоне, прилегающей к плоскости YZ, в результате напряжений σ_1, деформации δ_l, δ_b (по абсолютной величине) и ε_i больше, а s_{fe} меньше относительно тех же показателей для краевых зон.

При этом напряжения σ_1, σ_2 и $\sigma_i/\sigma_{0,2}$ по ширине образца изменяются: в зоне, прилегающей к плоскости YZ, они больше, чем по краям образца. Следовательно, на этапе равномерного удлинения образца по ГОСТ 11701—84 процесс не совсем равномерный. CAD/CAE-моделирование позволяет определить параметры образца, обеспечивающие равномерное удлинение с заданной точностью.

На рис. 13, *в*, *г* приведены диаграммы деформаций образца в плоскостях XY и YZ для этапа неравномерного удлинения (образования шейки) и начала потери устойчивости деформирования в виде локального утонения с последующим разрушением по наименьшему сечению шейки. Изменилось распределение ε_i по длине — резко увеличились значения в зоне шейки перед локальным утонением, в несколько раз увеличились значения параметров ДНС.

Физика разрушения материала

При пластической деформации имеют место: образование дефектов (фактор 1) в виде микронарушений сплошности (дислокации, микропоры, микротрещины) (рис. 14, поз. *1*), приводящие к разрыхлению материала, и "залечиванию" дефектов (фактор 2). Чем больше деформация элемента, тем больше его прочность в результате упрочнения и меньше пластичность, и больше возникает дефектов. Наибольшее число дефектов образуется в центре образца.

На этапе равномерного удлинения образца факторы 1 и 2 имеют примерно одинаковое значение. Упрочнение материала превалирует над уменьшением площади поперечного сечения образца, сила F растяжения плавно увеличивается. В конце этого этапа из-за неоднородности материала возникает локальный участок с опасным сечением со слабым сопротивлением деформации (рис. 14, *а*), где превалирует фактор 1. Он, как правило, находится в центре образца, однако из-за анизотропии зерен поликристаллического материала, его неоднородности и неточности изготовления образца данный участок может быть смещен от центра и повернут относительно оси симметрии.

Залечивание возникающих дефектов происходит наиболее активно в зоне опасного сечения образца. Затем начинает образовываться шейка, уменьшение площади сечения образца превалирует над упрочнением материала, и сила F начинает плавно уменьшаться. Заканчивается этап относительного равномерного удлинения. В момент начала образования шейки разрушение еще не наступает, заготовку можно деформировать до предельных значений ДПД.

На этапе неравномерного диффузного образования шейки фактор 1 усиливается, а фактор 2 уменьшается. Для залечивания дефектов и компенсации разрыхления в центре образца начинают активно притягиваться боковые элементы по ширине и толщине образца (см. рис. 14, *б*). Далее происходят потеря устойчивости деформирования и локальное утонение (рис. 14, *в*, поз. *2*), размер которого (l_{cr}) соизмерим с толщиной образца. Разрыхление и число микронарушений сплошности материала достигают предельных значений. Микронарушения объединяются и образуют центральную трещину *3* (рис. 14, *в*). При дальнейшем растяжении менее упрочненные и более пластичные боковые элементы от центральной трещины *3* до краев образца продолжают утоняться без разрушения. Затем от краев трещины *3* образуются боковые трещины *4* (рис. 14, *г*), которые распространяются к свободным от напряжений краям образца. Далее по трещинам *4* происходит разрыв и отделение одной части образца от другой (рис. 14, *д*). Форма, размеры и угол α_f наклона поверхности разрыва зависят от материала образца, угла его вырезки относительно направления прокатки листа и пр. В течение разрыва происходит удлинение двух частей образца: $l_5 > l_4$.

При листовой штамповке разрушение заготовки происходит аналогично рассмотренному выше разрушению образца. Однако так как края листового материала находятся на значительном расстоянии, развитие боковых трещин затухает, и они не распространяются по всей детали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Вытяжка детали сложной формы // Вестник машиностроения. 2013. № 2. С. 67—73.
2. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Испытания и правка растяжением // Вестник машиностроения. 2013. № 3. С. 43—48.
3. **Пат. 2460985 Рос Федерации:** МПК G01N 3/28. Способ испытания листового материала на пружинение и предельные параметры при вытяжке стакана с фланцем.

УДК 621.924.9:539.4.014.13

А. С. БУКАТЫЙ, канд. техн. наук (Самарский государственный аэрокосмический университет им. С. П. Королева), e-mail: Bukaty@inbox.ru

Конечно-элементное моделирование и исследование остаточных напряжений и деформаций деталей после дробеструйного упрочнения

На примере дробеструйной обработки на основании начальных напряжений моделируется перераспределение и образование остаточных напряжений в поверхностном слое деталей, сопровождающееся остаточными деформациями. Показана эффективность конечно-элементного моделирования для прогнозирования технологических остаточных деформаций для деталей сложной формы.

Ключевые слова: дробеструйное упрочнение, начальные напряжения, остаточные напряжения, остаточные деформации, конечно-элементное моделирование.

On the example of shot peening basing on initial stresses, the redistribution and formation of residual stresses in surface layer of parts, followed by residual deformations, is modeled. The effectiveness of finite element modeling for forecasting of manufacturing residual deformations for parts of complicated shape is shown.

Keywords: shot peening, initial stresses, residual stresses, residual deformations, finite element modeling.

Наиболее эффективные способы упрочнения деталей основаны на поверхностном пластическом деформировании (ППД). К ним относятся пневмо- и гидродробеструйное упрочнения, обкатка шариком или роликом. При упрочнении тонкостенных маложестких деталей авиационного назначения толщина пластически деформированного поверхностного слоя соизмерима с толщиной детали. Технологические остаточные деформации (ТОД) после перераспределения остаточных напряжений (ОН) в результате упрочнения часто превышают допустимые значения, поэтому необходимы исследования влияния режимов упрочнения на напряженно-деформированное состояние (НДС) детали и изменение ее размеров и формы.

Дробеструйная обработка отличается хаотичностью контактов микрошариков с поверхностью упрочняемой детали, что обусловливает сложность определения ОН с учетом временного фактора.

Поэтому была поставлена задача — разработать способы моделирования перераспределения напряжений при дробеструйной обработке на основании начальных напряжений (НН), в частности для тонкостенных маложестких деталей, и способы оценки влияния НН на НДС деталей методом конечных элементов (МКЭ).

Начальные напряжения

Начальные напряжения [1—4] используют при оценке НДС поверхностного слоя без учета перераспределения напряжений и наличия ОН. Разделение НДС упрочненного поверхностного слоя на начальные и конечные напряжения позволяет характеризовать механизм перераспределения напряжений при обработке.

В настоящее время известны два способа определения НН на основании ОН — численное решение интегрального уравнения [2] и метод последовательных приближений [3, 4]. Последний позволяет использовать ОН, получаемые экспериментально. Как правило, ОН определяют методом послойного стравливания поверхностного слоя на прямоугольных образцах. Толщина h образца должна быть близка к толщине $h_д$ упрочняемой детали, если $a/h_д \le 0{,}1$ (a — толщина упрочненного слоя), но при этом $a/h_д$ не должно превышать 2,5 мм.

Для плоских образцов зависимость НН от деформации ξ на основании ОН, определяемая методом последовательных приближений [4], имеет вид:

$$\sigma_{н,i} = \sigma_о(\xi) + f_{р,i-1}(\xi) \int_0^{a_{i-1}} \sigma_{н,i-1}(\xi)d\xi, \quad i = 1, 2, \ldots . \qquad (1)$$

Здесь $\sigma_н$ — НН; $\sigma_о$ — ОН; при $i = 1$ имеем $i - 1 = 0$, следовательно, $\sigma_н(\xi) = \sigma_о(\xi)$;

$$f_р(\xi) = \frac{3(h-2\xi)(h-2\xi_с)+h^2}{h^3}; \qquad (2)$$

где $\xi_с \approx \int_0^a \sigma_о \xi d\xi / \int_0^a \sigma_о d\xi$.

Толщину a упрочненного поверхностного слоя можно определить по эпюре $\sigma_о(\xi)$ — ее пересечение с осью ξ, или измерением микротвердости на косых шлифах пластически деформированного слоя.

Для кольцевых деталей часто ОН определяют на образцах-кольцах прямоугольного сечения. Так как деформации изгиба кольцевых деталей в радиальном направлении отсутствуют, то разгрузка НН обусловлена только растягивающими силовыми факторами. В этом случае $f_р$ принимает вид:

$$f_р = \frac{1}{h-\xi}, \qquad (3)$$

где h — толщина кольца в радиальном направлении.

На основании выражений (1)—(3) разработана программа расчета НН, которая приведена в работе [5]. Расчеты показали, что число необходимых приближений существенно зависит от отношения a/h. Если $a/h < 0{,}05$, то разницей между ОН и НН можно пренебречь, отклонения составят 3÷5 %. В этом случае для расчета ТОД можно использовать ОН.

Применение НН при расчетах МКЭ в системе ANSYS

Для расчета деформаций детали от воздействия ОН в упрочненном поверхностном слое на основании геометрической модели разрабатывают конечно-элементную модель (КЭМ). Для этого объемам, на которые разбита модель, присваивают свойства материала. Затем размечают модель конечно-элементной сеткой и загружают эпюры НН в поверхностный слой модели.

Команда INISTATE позволяет загружать НН как параметр загрузки структурного анализа на первом шаге нагружения. Кроме загрузки команду INISTATE используют для изменения и удаления данных. Загрузка НН может осуществляться как в элементы, основой которых являются точки интегрирования, так и в материал. Элементы, поддерживающие послойную структуру, позволяют загружать напряжения отдельно в каждом слое, что позволяет моделировать загрузку определенной эпюры напряжений по толщине a поверхностного слоя. При загрузке НН в послойные элементы основой являются точки интегрирования элемента или точки интегрирования слоев (рис. 1). Для всех прочих элементов основой для загрузки напряжений являются точки интегрирования элемента. Элементы, используемые при расчете и поддерживающие загрузку напряжений: SOLID-SHELL 190, SOLID-SHELL 181, SOLID 45, SOLID 95. Перед загрузкой НН задаем систему координат, в которую будут загружены напряжения. Для этого используют команду: INISTATE, SET, par1, par2.

Процесс загрузки эпюры начальных напряжений в поверхностный слой КЭМ образца в системе

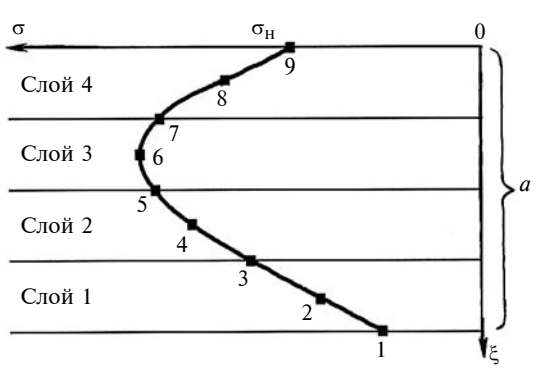


Рис. 1. Модель поверхностного слоя, загрузка эпюры НН

ANSYS трудоемкий, он заключается в следующем. В трехмерной геометрической модели образца стандартными средствами ANSYS выделяется поверхностный слой толщиной 170 мкм, величина которого определяется по эпюре распределения ОН. Операцией Glue соединяются два объема. Основной объем модели размечается элементами Solid 45, поверхностный слой размечается элементами Solid-Shell 190.

При разметке поверхностного слоя дополнительно используется функция Shell-section, в которой устанавливают требуемое число слоев и число точек интегрирования в слое. Толщину каждого слоя в меню Shell-section задают, исходя из суммарной толщины поверхностного слоя образца.

Если поверхностный слой не является замкнутым и обрывается, например, если образец прямоугольного сечения по продольно расположенной оси, соответствующие напряжения на поверхности отсутствуют. В этом случае необходимо учитывать краевой эффект — зону включения ОН, размер которой можно принять равным толщине a слоя [5]. Следовательно, при разметке поверхностного слоя для данного образца необходимо с каждой стороны выделить по одному ряду элементов Sx без напряжений.

Рассмотрим создание текстового файла начальных напряжений stress.ist на примере прямоугольного образца с поверхностным слоем, размеченным элементами SOLID-SHELL 190 с послойной структурой из четырех слоев. Исходные данные для создания файла получим перерасчетом эпюры ОН в эпюру НН по программе, представленной в работе [5]. Число точек, задающих эпюру НН, определяем, исходя из числа слоев и точек интегрирования в слое. Для четырех слоев с тремя точками интегрирования в слое необходимое число точек, определяющих эпюру, — 9. Начальная точка расположена на основании поверхностного слоя, конечная точка — на поверхности. Разбив эпюру НН на девять точек по толщине ξ (см. рис. 1), получим значения НН в каждой из точек, затем составим файл НН.

Позиции в каждой строке файла соответствуют следующим функциям:

номер элемента, в котором осуществляется загрузка напряжений;

номер точки интегрирования элемента;

номер слоя;

номер точки интегрирования слоя;

значения загружаемых начальных напряжений, отделенные запятыми: Sx, Sy, Sz, Sxy, Syz, Sxz.

Считывание файла осуществляется командой INISTATE, READ, fname, ext, path.

Особого внимания заслуживает следующее:

1) напряжения в точке интегрирования № 3 слоя 1 равны напряжениям в точке интегрирования № 1 слоя 2, и так от слоя к слою;

2) при загрузке напряжений делаем активными только элементы, принадлежащие объему поверхностного слоя, в который следует осуществить загрузку. После загрузки необходимо сделать активными все элементы модели;

3) если загрузка напряжений осуществляется в системе координат элемента, то ориентируем систему координат элементов в выбранном объеме в зависимости от формы детали. Для послойных элементов ось Z должна быть направлена перпендикулярно вверх относительно основания поверхностного слоя. Ориентацию можно сделать с помощью пункта меню Volume Brick Orient.

Если функция INISTATE, READ, fname, ext, path работает некорректно при считывании файла, т. е. начальные напряжения не загружаются (проверка осуществляется командой Inis, list), то следует создать текстовый файл с расширением mac, содержащим команды следующей структуры: inis,define,,,1,1,-292,-292,0,0,0,0.

Структура Macro-файла аналогична структуре файла НН с расширением ist, но перед значениями параметров добавлены команды загрузки начальных напряжений inis, define.

Послойная загрузка точной эпюры также может осуществляться на основе материала, при этом в меню Shell-section каждому слою присваивается свой номер материала, и загрузка напряжений осуществляется созданием аналогичного Mac-файла с командами загрузки напряжений в требуемый номер материала, относящийся к определенному слою.

После загрузки напряжений в поверхностный слой модель жестко закрепляем. Например, в случае расчета диска закрепляем ступицу, при расчете лопатки — замок лопатки.

После окончания расчета выходными данными являются перемещения узлов.

Расчетно-экспериментальное применение НН

Использование расчетов МКЭ значительно повышает точность анализа НДС деталей при влиянии разных условий и способов обработки. Для сопоставления результатов, полученных расчетом НН, и загрузки их в ANSYS, с результатами аналитических расчетов и экспериментов проведены расчетно-экспериментальные исследования влияния эпюр ОН и НН на геометрические параметры деталей типа стержень и кольцо.

Расчет деформаций плоского образца в системе ANSYS по НН

Исследования проводили на четырех образцах из материала ЭИ 698-ВД с размерами $h = 3$ мм, $b = 8$ мм, $l = 60$ мм. Образцы подвергали упроч-

нению стальными микрошариками на роботизированной пневмодробеструйной установке на режиме: давление воздуха $p_в = 0{,}3$ MGa; диаметр микрошариков $d_ш = 315$ мкм; скорость сопла $v_с = 30$ мм/мин. Остаточные напряжения в поверхностном слое упрочненных образцов определяли на установке АСБ-1. Средняя эпюра ОН после упрочнения на выбранном режиме показана на рис. 2. Прогиб образцов (перемещение свободного конца при консольном креплении) определяли по показаниям датчика в процессе электролитического травления. Продолжительность травления — 1,5 ч, общая погрешность измерения — 5 %. Измеренный прогиб составил $f \approx 251$ мкм.

Аналитический расчет интегральных величин ОН и НН осуществляли по методике, изложенной в работах [2, 3], с помощью программы, приведенной в работе [5]. Результаты аналитических расчетов разных вариантов приведены в табл. 1.

Для расчета образца в системе ANSYS выполнен предварительный пересчет эпюры ОН в эпюру НН при толщине слоя $a = 169{,}6$ мкм. На основании полученных данных разработана КЭМ образца — параллелепипед с отдельно выделенным объемом, моделирующим упрочненный поверхностный слой (рис. 3). Разметку поверхностного слоя осуществляли элементами Solid-shell 190, остальной объем образца — элементами Solid 45. В поверхностном слое отдельными объемами выделены зоны краевого эффекта, ширина которых равна толщине поверхностного слоя [6].

Конечно-элементный расчет выполняли по консольной схеме. Результаты расчетов прогибов образца приведены в табл. 1. Разница расчетных и экспериментальных значений перемещений не превысила 5 %, она обусловлена погрешностями: измерения прогибов в эксперименте, определения ОН и толщины а слоя.

Таблица 1

Результаты расчета прогибов образца при консольном креплении

Метод	Расчет (величина)	Интегральное напряжение, МПа · м	f, мм	Расхождение с экспериментом, %
Аналитический	По ОН ($Ф_о$)	−0,0667	0,234	6,8
	По НН ($Ф_н$)	−0,0843	0,248	1,2
КЭМ	С загрузкой эпюры НН и учетом краевого эффекта ($Ф_н$)	−0,0843	0,264	5,2
	С загрузкой эпюры НН без учета краевого эффекта ($Ф_н$)	−0,0843	0,275	9,6
Примечание. Экспериментальное значение $f = 0{,}251$ мм.				

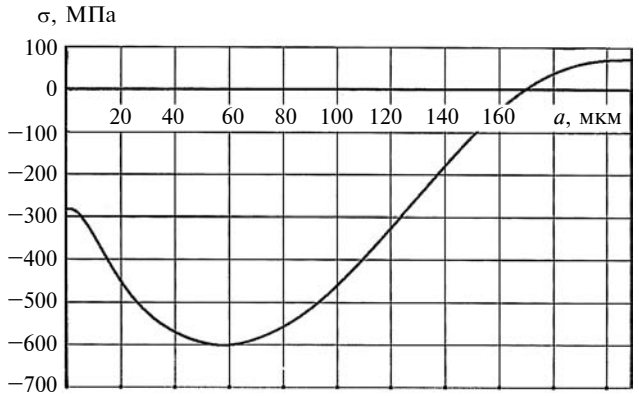


Рис. 2. Распределение ОН после упрочнения на выбранном режиме

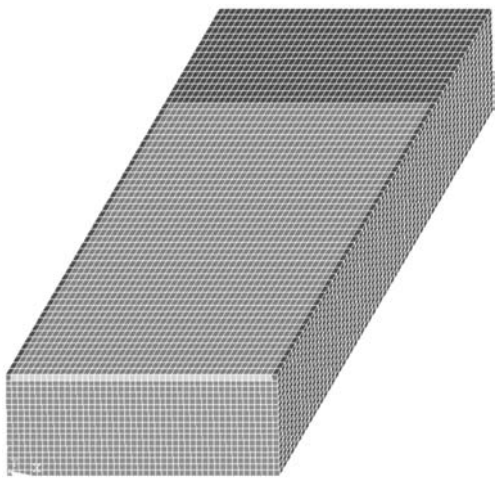


Рис. 3. Конечно-элементная модель образца

Расчет деформаций кольцевого образца в системе ANSYS по НН

Расчет остаточных деформаций кольцевых деталей МКЭ осуществляли на основании экспериментальных данных и аналитических расчетов [4]. Кольцевой образец из стали 45 с размерами $R = 43{,}6$ мм; $h = 3{,}7$ мм; $b = 10$ мм упрочняли на режиме: $p_в = 0{,}35$ МПа; $d_ш = 1{,}4 \div 1{,}8$ мм; время обработки $t = 8$ мин. Упрочнению подвергали наружную поверхность шириной 5 мм (рис. 4). Для определения ОН одновременно с исследуемым образцом упрочняли три образца с размерами: $R = 21$ мм; $h = 3{,}7$ мм; $b = 10$ мм.

Эпюра ОН показана на рис. 5, результаты измерений деформаций кольца после дробеструйной обработки и результаты аналитических расчетов приведены в табл. 2.

Предварительно рассчитывали НН из эпюры ОН при $a = 276$ мкм. В модели кольца упрочняемая поверхность выделена отдельным объемом толщиной 276 мкм.

На рис. 6 показана КЭМ в деформированном состоянии после перераспределения НН. Разметку кольца осуществляли с помощью элементов Solid-Shell 190 и Solid 45. В поверхностном слое модели выделена зона краевого эффекта. При загрузке эпюры НН в поверхностный слой по оси Y (в окружном направлении) в цилиндрической системе координат в зону краевого эффекта также загружали напряжения. При моделировании плоского НС в зону включения эпюру НН не загружали. Результаты разных вариантов расчета приведены в табл. 2.

Значительное расхождение расчетных и экспериментальных значений углов Ψ объясняется погрешностью эксперимента при измерении малых углов. Погрешность расчета угла поворота поперечного сечения кольца обусловлена тем, что аналитический расчет основан на стержневой теории, согласно которой поперечное сечение считается недеформируемым, расчет же в системе ANSYS основан на механике деформируемого твердого тела, и форма поперечного сечения искажается. Так как все рассматриваемые методики расчета ТОД являются приближенными, то полученные результаты можно считать удовлетворительными.

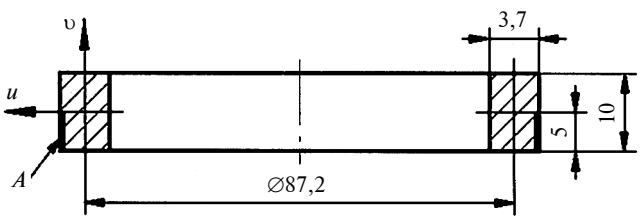


Рис. 4. Кольцевой образец (*A* — обработанная поверхность)

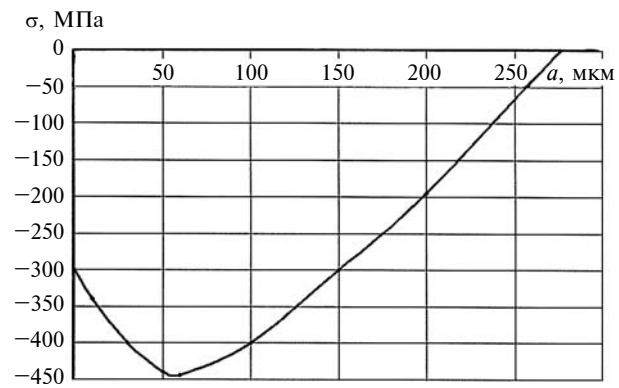


Рис. 5. Распределение ОН после дробеструйной обработки

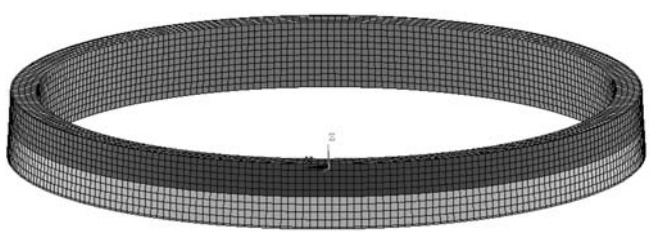


Рис. 6. Конечно-элементная модель кольца

Таблица 2

Результаты расчета деформаций кольца после упрочняющей обработки

Метод	Расчет (величина)	Расчетные напряжения	Диаметр ΔD, мм (δ, %)	Ψ, рад (δ, %)
Аналитический	По ОН ($\Phi_о$)	−0,0785	0,0048 (4)	0,000721 (18,2)
	По НН ($\Phi_н$)	−0,0848	0,0050 (0)	0,000749 (22,8)
КЭМ	С загрузкой эпюры НН и учетом краевого эффекта ($\Phi_н$)	−0,0848	0,0052 (4)	0,000792 (21,6)
	С загрузкой эпюры НН без учета краевого эффекта ($\Phi_н$)	−0,0848	0,0054 (10,8)	0,000834 (36,8)

Примечания: 1. Экспериментальные значения: ΔD = = 0,005 мм; Ψ = 0,00061 рад. 2. В скобках δ — отклонение от экспериментальных данных.

Сходимость аналитических расчетов и расчетов в ANSYS подтверждает адекватность моделирования процесса перераспределения НН и образования ОН с использованием МКЭ. Изложенное выше подтверждает возможность применения НН в расчетах НДС и остаточных деформаций деталей произвольной геометрической формы, в том числе тонкостенных маложестких деталей, размеры и формы которых существенно изменяются. При этом оценка перераспределения НН и образования ОН выполняется без учета фактора времени, что значительно упрощает расчеты и моделирование упрочняющей обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Исаев А. И., Овсеенко А. Н.** Выбор оптимальной толщины образца при определении остаточных напряжений в поверхностном слое // Вестник машиностроения. 1967. № 8. С. 74—76.
2. **Овсеенко А. Н.** Технологические основы методов снижения остаточных деформаций и обеспечения качества обработки высоконагруженных деталей энергомашин: Дис. ... д-ра техн. наук. ЦНИИТМАШ. М., 1986. 32 с.
3. **Букатый С. А.** Общий подход к определению остаточных деформаций деталей после упрочнения поверхностным и объемным пластическим деформированием // Конф. "Повышение качества деталей машин пластическим деформированием". Фрунзе. 1988. С. 88—90.
4. **Букатый С. А.** Прогнозирование коробления деталей ГТД после обработки поверхности на основе исследования остаточного напряженного состояния материала: Дис. ... д-ра техн. наук. Рыбинск. 1996. 28 с.
5. **Букатый А. С.** Разработка метода определения режимов упрочнения тонкостенных деталей ГТД на основе исследования технологических остаточных напряжений и деформаций: Дис. ... канд. техн. наук. Самара. СГАУ. 2009. 16 с.
6. **Иванов С. И.** Зона включения остаточных напряжений в полоске // Сб. Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. Куйбышев: КуАИ, 1968. Вып. 39. С. 158—169.

УДК 621.923.4

В. Н. ГАДАЛОВ, д-р техн. наук (Юго-Западный ГУ, г. Курск), А. Е. ГВОЗДЕВ, д-р техн. наук (Тульский ГПУ им. Л. Н. Толстого), Д. Н. РОМАНЕНКО, канд. техн. наук, И. В. ВОРНАЧЕВА (Юго-Западный ГУ, г. Курск), С. В. КОВАЛЕВ, канд. техн. наук (Курская ГСХА им. И. И. Иванова), e-mail: vornairina2008@yandex.ru

Применение износостойких минералокерамических и твердосплавных инденторов для повышения надежности и качества деталей

Рассматриваются способы повышения износостойкости выглаживателей с минералокерамическими и твердосплавными инденторами и их конструкции, обеспечивающие оптимизацию себестоимости и качества выглаживания жестко закрепленным инструментом.

Ключевые слова: поверхностно-пластическая обработка, выглаживание, индентор, оптимизация.

The methods of wear resistance improvement of burnishers with mineral ceramic and hard alloy indenters and their structure, ensuring optimization of self-cost and burnishing quality by rigidly fixed tool, are considered.

Keywords: surface plastic processing, burnishing, indenter, optimization.

Для повышения качества деталей и инструментов с металлопокрытиями и без них широко применяют в качестве завершающей операции поверхностно-пластическое деформирование (ППД) [1, 2], в частности, выглаживание (ГОСТ 18296—72) — упругопластическое деформирование поверхностного слоя детали инструментом сферической формы или с цилиндрической рабочей частью (гладилкой) [3, 4]. Выглаживание алмазным, минералокерамическим и твердосплавным инструментом обеспечивает требуемые микрогеометрию поверхностного слоя, распределения микротвердости и остаточных напряжений [5], однако невысокая производительность такого инструмента ввиду низкой теплостойкости сдерживает его широкое применение. К недостаткам алмазного и минералокерамического выглаживания, ограничивающего его применение при обработке деталей и инструментов с электрофизическими покрытиями, можно отнести значительное силовое воздействие на обрабатываемую поверхность. Поэтому для повышения эффективности выглаживания требуется минимизация усилия, прикладываемого к инструменту для обеспечения необходимого упрочнения поверхностного слоя.

Для безвибрационного ППД [6] используют: шарики, наконечники (алмазные, твердосплавные и минералокерамические); ролики (конические, прямые, сферические, закругленные, с цилиндрической ленточкой и с торовой поверхностью); дорны (однозубые монолитные и сборные, цельные трехзубые); метчики-раскатники.

В инструментах для ППД используют, как правило, подшипниковые шарики из стали ШХ15 (0,95÷1,05 % С, 1,3÷1,65 % Cr) твердостью 61÷65 *HRC*. Дорны изготовляют из сталей 9ХС, ХВГ, Х12Ф, 38ХМЮА, ШХ15. Наиболее износостойкими являются инструменты из твердых сплавов ВК6, ВК6М, ВК8 и др. Цельный и сборный инструмент имеет направляющую часть (сталь ШХ15 или ХВГ), втулку (сплав ВК6М), хвостовик (сталь 50) и гайку (латунь). Стальные хромированные дорны изготовляют из стали ХВГ твердостью 63÷65 *HRC*, с сульфидированным покрытием толщиной 10 мкм. В последнее время для ротационного выглаживания используют ролики из минералокерамики ВОК60, ВОК70, ЦМ332 и др. Например, выглаживание торовым роликом из оксидно-карбидной режущей керамики ВОК60 (76 % Al_2O_3; 20 % TiC; 3÷5 % WCo; Mg < 1 %) рабочих поверхностей из стали 38Х (163÷168 *HB*, Ra = 1,2÷2,8 мкм) на режиме: скорость v = 10÷120 м/мин, подача s = = 0,2÷0,3 мм/об, сила P = 200÷350 Н, обеспечивает параметр шероховатости обработанной поверхности Ra = 0,1÷0,2 мкм и толщину упрочненного слоя 190÷250 мкм при стойкости инструмента 1,8÷2 ч. Высокие адгезионная стойкость, твердость и красностойкость, низкая теплопроводность минералокерамики при высокой стойкости инструмента и скоростном воздействии на поверхность детали позволяют формировать в подповерхностном слое мелкозернистую структуру с ярко выраженной текстурой, наведенными напряжениями сжатия 1220÷1300 МПа и небольшой шероховатостью обработанной поверхности [7—9].

От износостойкости инструментального материала при выглаживании зависят качество обработанной поверхности, время доводки инструмента, а следовательно, производительность и эффективность выглаживания [1].

Проблемой выглаживания является износ рабочей части инструмента. Даже микроизнос индентора резко увеличивает шероховатость обработанной поверхности и снижает качество детали, что недопустимо при отделочной и отделочно-упрочняющей обработках [2]. Поэтому повышение износостойкости выглаживателей — важная задача, которую можно решить усовершенствованием существующих конструкций инструментов.

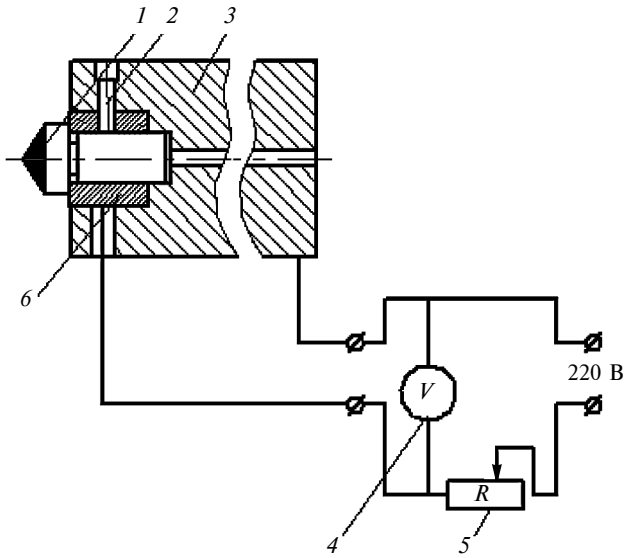


Рис. 1. Выглаживатель с предварительным нагревом рабочей части

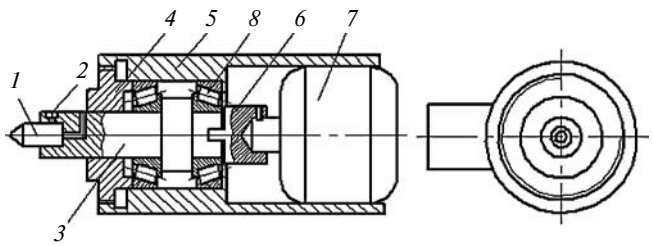


Рис. 2. Сферический выглаживатель для обработки наружных поверхностей деталей типа тел вращения

Недостатком существующих выглаживателей [3] является хрупкость рабочей части индентора (например, применение твердых сплавов в качестве инструментальных материалов), для которой в начале обработки в результате нагрева характерно хрупкое разрушение, снижающее стойкость инструмента [4]. Предварительный нагрев рабочей части инструмента позволяет повысить стойкость выглаживателя. Это связано с переходом инструментального материала из хрупкого состояния в хрупко-пластическое [5].

На рис. 1 приведена конструкция выглаживателя с предварительным нагревом рабочей части. Выглаживатель включает в себя индентор *1*, винт *2*, державку *3* и нагревательный элемент *6*, базовые поверхности которого изолированы от контакта с державкой и винтом. Элемент *6* может состоять из токопроводящего титанового основания и полупроводникового слоя, при пропускании через который постоянного электрического тока твердосплавный индентор нагревается. Индентор с помощью винта закрепляется в нагревательном элементе, установленном в державке. К нагревательному элементу и державке подключена электрическая цепь с вольтметром *4* и трансформатором *5*.

Выглаживатель закрепляют в резцедержателе так, чтобы он был электрически изолирован от резцедержателя. В электрическую цепь подают напряжение, величина которого задается трансформатором и регистрируется вольтметром. Индентор нагревается при возникновении термоЭДС в зоне его контакта с нагревательным элементом. После нагрева рабочей части индентора до требуемой температуры, которую косвенно определяют с помощью вольтметра (для конкретного инструментального материала показания вольтметра предварительно сопоставляют с температурой нагрева рабочей части индентора), напряжение снимают, выглаживатель подводят к обрабатываемой поверхности и начинают обработку.

Инструмент, приведенный на рис. 2, предназначен для способа выглаживания, описанного в работе [10]. Конструкция выглаживателя для обработки наружных поверхностей деталей (тел вращения) включает: индентор *1* со сферической рабочей частью, винт *2*, вал *3*, регулировочную гайку *4*, державку *5*, муфту *6*, электродвигатель *7*, два роликовых радиально-упорных подшипника *8*. Индентор с помощью винта закрепляют в центральном отверстии вала, который установлен в подшипниках, расположенных в полости державки, закрепленной в резцедержателе станка. Подшипники регулируются гайкой *4*. Вал соединяется с электродвигателем муфтой *6*.

Для осуществления обработки выглаживатель выставляют ниже (или выше) оси центров токарного станка [11]. На рабочей подаче валу с установленным в нем индентором через муфту от электродвигателя сообщается принудительное вращение с постоянной, заранее заданной частотой, что обеспечивает более равномерный износ рабочей части индентора. Рассмотренные выглаживатели характеризуются износостойкостью рабочей части индентора, что позволяет снизить себестоимость и повысить качество выглаживания инструментом с жестким закреплением.

Важным показателем поверхностно-пластической обработки такими выглаживателями является шероховатость обработанной поверхности (ГОСТ 19300—86, ТУ 3943-001-05071045—00), которую измеряли по средней линии (ГОСТ 2789—73) с помощью профилографа-профилометра АБРИС-ПМ 7. Результаты измерений выводятся на монитор компьютера и сохраняются в его памяти, а также могут быть распечатаны в виде протокола.

В данной работе шероховатость поверхности оценивали комплексным параметром Δ [10], который на 25÷30 % точнее по сравнению с указанным в работе [12] оценивает качество поверхности после выглаживания:

$$\Delta = R\max/(\tau b^{1/\nu}), \qquad (1)$$

где Rmax — наибольшая высота профиля; τ — средний радиус вершины выступа; b и ν — параметры начального участка опорной кривой, построенной в абсолютных координатах:

$$b = t_{Rp}(R\max/Rp);$$

$$\nu = 2t_{Rp}\left(\frac{Rp}{Ra} - 1\right),$$

где Ra — среднее арифметическое отклонение профиля; t_{Rp} — относительная опорная длина профиля на расстоянии Rp от линии выступов до линии, разделяющей площадь профиля на две равные части.

Пример. Выглаживание выполняли на токарно-винторезном станке 1К62 с использованием сферического индентора. Как показала практика, параметр Ra шероховатости после выглаживания разными инденторами определяется с вероятностью $P = 0{,}6 \div 0{,}7$.

Так, сталь 40 с электроискровым покрытием из сплава ПГ-10-2Н микротвердостью 9 500÷10 500 до выглаживания минералокерамикой ВОК60 имела параметр шероховатости $Ra = 0{,}5 \div 0{,}8$ мкм, а после выглаживания получили $Ra = 0{,}28 \div 1{,}28$ мкм. Комплексный параметр шероховатости, определенный по формуле (1), до выглаживания $\Delta = 1{,}55$, после — $\Delta = 0{,}08 \div 0{,}14$. При этом вероятность определения качества поверхности составила $P = 0{,}9 \div 0{,}95$ по сравнению с данными работы [12].

В работе [13] выглаживание также выполняли минералокерамическим индентором ВОК70 цилиндрической формы с радиусом рабочей поверхности 6,5 мм.

С целью увеличения срока службы инструмента для выглаживания поверхностей вращения использовали индентор с цилиндрической рабочей частью (а. с. 344976 СССР). После ее износа в зоне контакта с обрабатываемым изделием инструмент поворачивают вокруг оси Z на угол α, величина которого зависит от длины малой оси b эллипса изношенного участка (рис. 3). После износа индентора по окружности его переставляют по высоте и продолжают обработку. Полное число перестановок индентора определяют по формуле

$$n = \frac{360}{\alpha}\frac{H}{2l},$$

где H — высота индентора, мм; l — длина изношенного участка индентора.

Простой твердосплавный индентор получают прессованием в круглой пресс-форме (рис. 4). Предварительно взвешенную порцию порошковой смеси засыпают в матрицу *3* в сборе со стержнем *4* и подкладкой *5*. Вставляют пуансон *1* и устанавливают ограничитель *2*. Пресс-форму помещают под плунжер пресса и выполняют прессование до упора. После снятия нагрузки ограничитель *2* убирают и снова нагружают пуансон *1*, который, опускаясь, выталкивает из матрицы *3* стержень *4* с прессованной заготовкой *6*.

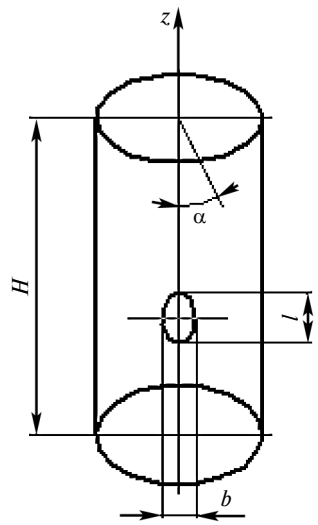


Рис. 3. Цилиндрическая рабочая часть индентора

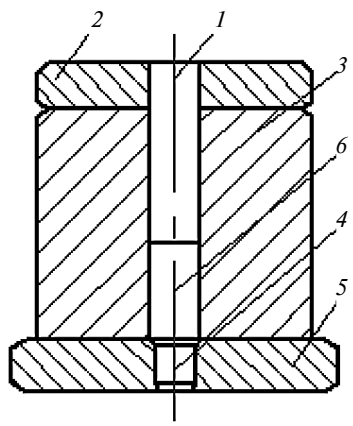


Рис. 4. Пресс-форма для твердосплавной гладилки

Внутренний диаметр матрицы определяет наружный диаметр прессуемого индентора. Высота матрицы должна быть в 3 раза больше высоты прессуемого изделия. Нижняя часть матрицы имеет форму конуса, что обеспечивает получение после спекания изделий правильной цилиндрической формы и облегчает удаление прессованной заготовки. Пресс-форму рассчитывают по размерам прессуемых заготовок, которые определяют умножением всех линейных размеров спеченного изделия на коэффициент усадки $K_у = 1{,}2$. Пресс-формы изготовляют из сталей У8, У10, ХВГ, 5ХНМ и др., которые после закалки имеют твердость 54÷60 *HRC*. Рабочие поверхности пресс-форм должны иметь шероховатость $Ra = 0{,}1 \div 0{,}05$ мкм для уменьшения трения частиц порошка о стенки.

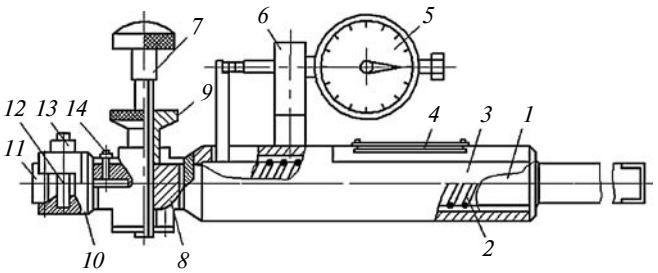


Рис. 5. Державка для отделочно-упрочняющей обработки выглаживанием

Размеры индентора с цилиндрической рабочей частью обеспечиваются шлифованием алмазным кругом АСО80/63Б8 100 % на круглошлифовальном станке 3110М. Для доводки поверхности индентора до шероховатости Ra = 0,02 мкм используют полувтулки из чугуна СЧ 12-28 с плотной структурой, пространство между которыми заполняют смесью алмазной пасты М27 с индустриальным маслом И-20А.

При выглаживании в качестве инструмента можно использовать твердосплавные пластины Т30К4 стандартной формы, если части одной из граней придать цилиндрическую форму с радиусом R = 3÷5 мм. Сплав Т30К4 состоит только из карбида титана и кобальта, так как вольфрам и углерод растворяются в карбиде титана. В последнее время стали использовать вольфрамовые сплавы ВК4, ВК6, ВК6М и ВК8, пластины из которых затачивают на универсально-заточном станке в несложном приспособлении с качательным движением инструмента. Доводку инструмента выполняют вращающимся чугунным диском, на который предварительно наносят алмазную пасту.

Для отделочно-упрочняющей обработки выглаживанием разработали специальную державку (рис. 5), в которой был исключен такой недостаток существующих державок, как невозможность быстрых перестановки индентора по высоте и поворота вокруг его оси. Рабочий элемент новой державки — твердосплавная пластинка Т30К4, торцевые поверхности которой закрепляются в головке *10* стяжной гайкой *13*, шпилькой *12* и прижимной планкой *11*. Повернув головку *10* на определенный угол вокруг горизонтальной оси, ее зажимают стопорным винтом *14*. При износе индентора его переставляют по высоте вместе с головкой *10* и переходником *8* с помощью винта *7* и закрепляют контргайкой *9*. Усилие тарированной пружины *2* устанавливают винтом *1* по шкале *4* и контролируют индикатором *5*, смонтированным в стойке *6*. Корпус *3* державки закрепляют в резцедержателе токарного станка.

Исследования показали, что алмазное выглаживание металлопокрытий [14, 15] по сравнению с выглаживанием твердосплавным индентором Т30К4 не дает особых преимуществ: при алмазном выглаживании незначительно уменьшается шероховатость обработанной поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Управление** качеством поверхности при финишной обработке деталей выглаживанием / В. Ф. Губанов, В. В. Марфицин, В. Н. Орлов и др. Курган: Изд-во КГУ, 2007. 84 с.
2. **Обеспечение** требуемого качества поверхностей деталей на основе управления динамической системой процесса выглаживания / В. П. Кузнецов, В. Г. Горцов, В. Ф. Губанов и др. Старый Оскол: ООО "Тонкие наукоемкие технологии", 2006. 100 с.
3. **Смелянский В. М.** Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием. М.: Машиностроение, 2002. 300 с.
4. **Артамонов Е. В.** Прочность и работоспособность сменных твердосплавных пластин сборных режущих инструментов. Тюмень: ТюмГНГУ, 2003. 192 с.
5. **Артамонов Е. В., Трифонов В. Б., Чуйков Р. С.** Повышение работоспособности режущих сменных твердосплавных пластин посредством их предварительного нагрева. Тюмень: ТюмГНГУ, 2005. 100 с.
6. **Влияние** финишной обработки после электроискрового легирования на качество поверхности покрытия инструмента / Ю. В. Болдырев, В. Н. Гадалов, О. А. Бредихина и др. // Технология металлов. 2006. № 10. С. 36—38.
7. **Методика** оценки шероховатости поверхности электроискрового покрытия после выглаживания минералокерамикой / В. Н. Гадалов, Д. Н. Романенко, В. В. Самойлов и др. // Изв. вузов. Порошковая металлургия и функциональные покрытия. 2010. № 4. С. 44—46.
8. **Вопросы** инструмента и приспособлений для поверхностно-пластического деформирования / В. Н. Гадалов, Д. Н. Романенко, О. А. Бредихина и др. // Материалы III междунар. науч.-практ. конф. "Молодежь и наука: реальность и будущее". Невинномысск: НИЭУиП. 2010. Т. 5. С. 526—531.
9. **Инструмент** для отделочно-упрочняющей обработки выглаживанием / В. Н. Гадалов, Е. В. Чернышева, В. В. Самойлов и др. // Технология металлов. 2010. № 5. С. 30—34.
10. **Губанов В. Ф., Орлов В. Н., Маслов Д. А.** Новый способ финишной обработки давлением // Технология машиностроения. 2005. № 12. С. 20—21.
11. **Инструмент** для отделочно-упрочняющей обработки выглаживанием / В. Н. Гадалов, Е. В. Чернышова, В. В. Самойлов и др. // Технология металлов. 2009. № 4. С. 41—44.
12. **Гадалов В. Н., Романенко Д. Н., Николаенко А. В.** Повышение ресурса работы оснастки и инструмента // Технология машиностроения. 2010. № 12. С. 22—25.
13. **Электроискровые** покрытия, подвергнутые выглаживанию минералокерамикой / В. Н. Гадалов, Ю. Г. Алехин, Ю. В. Скрипкина и др. // Технология машиностроения. 2008. № 11. С. 19—23.
14. **Торбило В. М.** Алмазное выглаживание. М.: Машиностроение, 1972. 104 с.
15. **Повышение** несущей способности деталей машин алмазным выглаживанием / В. К. Яценко, Г. З. Зайцев, В. Ф. Притченко и др. М.: Машиностроение, 1985. 232 с.

УДК 621.935

Л. В. КРЕМЛЕВА, В. И. МАЛЫГИН, доктора технических наук, Н. В. ЛОБАНОВ, канд. техн. наук
(САФУ им. М. В. Ломоносова, г. Северодвинск), e-mail: l.kremleva@narfu.ru

Динамическая устойчивость ленточнопильных станков

Определены собственные частоты изгибно-крутильных колебаний полотна ленточных пил и границы областей неустойчивости в зависимости от конструктивно-геометрических параметров инструмента, технологических режимов и условий обработки. Получены аналитические уравнения областей динамической устойчивости плоской формы ленточных пил.

Ключевые слова: ленточнопильный станок, критическая скорость, динамическая устойчивость, параметрическое возбуждение, упругие волны, сила резания.

The eigen frequencies of bending-torsion vibrations of band saw webs and boundaries of instability areas depending on structural and geometric parameters, manufacturing modes and processing conditions are determined. The analytical equations of dynamic stability areas of plain shape of band saws are obtained.

Keywords: bandsaw machine, critical speed, dynamic stability, parametric excitation, elastic waves, cutting force.

Интерес исследователей к динамической устойчивости технологических систем связан с большим объемом экспериментальных данных о влиянии динамических характеристик процесса обработки материалов на показатели качества обработанной поверхности, точность обработки, стойкость инструмента. Обработка многолезвийным инструментом неизбежно сопровождается значительной вибрацией, одним из основных источников возникновения которой являются колебания силы резания, частота и амплитуда которых зависят от режима обработки, кинематической схемы резания, обрабатываемого материала и параметров технологической среды. Обработка многолезвийным инструментом сопровождается дискретным взаимодействием зубьев инструмента с заготовкой, что приводит к возникновению полигармонической силы резания и является одним из основных источников вибраций. В технологической системе ленточнопильного станка именно инструмент (ленточная пила) лимитирует запас динамической устойчивости, что обусловлено ее небольшой толщиной по сравнению с остальными конструктивными размерами. Пилу можно рассматривать как парциальную колебательную систему (стержень или пластину) с распределенными параметрами. При определении областей динамической стабильности обработки решают задачи, позволяющие на этапе проектирования технологической операции путем подбора таких параметров, как скорость и глубина резания, величина подачи, число и шаг зубьев инструмента, свободный пролет пилы и др., обеспечить запас динамической устойчивости системы.

Важнейшим режимным параметром ленточнопильных станков является скорость резания, которая в зависимости от обрабатываемого материала варьируется в широких пределах: от 1÷10 м/с при заготовительном разрезании металлических заготовок и до 30÷50 м/с при распиловке древесины и древесно-композитных материалов. Вопросы ограничения скоростей резания и критической скорости резания при обработке заготовок ленточными пилами рассматриваются в работах [1—3]. В работе [3] приведена формула критической скорости резания ленточными пилами, при которой появляется динамическая неустойчивость технологической системы, связанная с волновыми явлениями, возникающими в упругих системах с распределенными параметрами. В работе [2] энергетическими методами опровергается существование такой скорости и утверждается, что скорость резания лимитируется центробежной силой, возникающей при движении пилы по пильному шкиву, а ограничения скорости связаны в основном с шероховатостью поверхности обработанных заготовок. Рассмотрим это подробнее.

Механические колебания в системах с распределенными параметрами распространяются в форме упругих волн расширения—сжатия и сдвиговых. Если к системе приложены внешние нагрузки, перемещающиеся с некоторой скоростью, то возможны ее значительные деформации даже при небольших силах, которые в статической постановке не вызывают предельно допустимых деформаций. Динамическая неустойчивость (резонанс) при движущейся относительно упругой системы постоянной нагрузке возникает, если ее скорость совпадает с низшей фазовой скоростью распространения упругой волны. Эту скорость называют критической. Чтобы такого рода движение нагрузки было возможным, упругая система должна быть безгранична или нагрузка должна двигаться по кругу. Именно в последнем случае колебания подвижной нагрузки возбуждаются чаще, причем нагрузка, как правило, неподвижно ориентирована в пространстве, а упругая система вращается. В работе [4] подобные задачи рассмотрены при движении колеса по рельсам, при колебании лопаток турбин и др. Рассмотрим нагрузку от силы P_y резания (рис. 1) как движущуюся относительно полотна пилы бесконечной длины вместе с опорами.

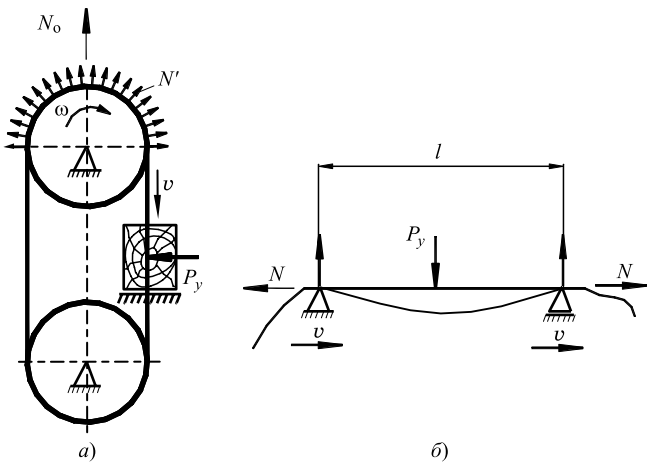


Рис. 1. Расчетные схемы для определения силы натяжения пилы (*а*) и критической скорости резания при обработке ленточными пилами (*б*)

Известно, что продольные и крутильные волны распространяются без дисперсии и с постоянными скоростями:

$$C = \sqrt{E/\rho}\,; \quad C_к = \sqrt{GI_к/(\rho I_0)}\,,$$

где C и $C_к$ — скорости распространения соответственно продольных и крутильных волн; E и G — модули упругости при растяжении и сдвиге; ρ — плотность материала пилы; $I_к$ и I_0 — момент инерции при кручении и полярный момент поперечного сечения пилы соответственно.

Волны изгиба распространяются с дисперсией и фазовой скоростью, которая зависит от ее длины:

$$C = \omega/k = \omega\lambda/(2\pi), \qquad (1)$$

где ω — низшая круговая частота изгибных колебаний полотна пилы; k — волновое число; λ — длина волны.

Низшая частота колебаний предварительно растянутого стрежня (пилы) определяется по формуле

$$\omega = \pi^2/l^2\sqrt{EI_и/m}\,\sqrt{1 + N/N_э}\,, \qquad (2)$$

где l — свободная длина пилы между опорами (см. рис. 1); $I_н$ — момент инерции сечения полотна пилы при изгибе; m — масса единицы длины полотна пилы; N — сила натяжения пилы; $N_э = \pi^2 EI_н/l^2$ — эйлерова критическая сила.

Сила N натяжения пилы [2] складывается из силы N_0 предварительного натяжения и силы N' дополнительного натяжения, обусловленного центробежными силами при движении ее по пильным шкивам. Дополнительная сила $N' = mv^2$ зависит от скорости резания v. Можно предположить, что длина волны, соответствующая низшей частоте изгибных колебаний в плоскости наименьшей жесткости пилы, $\lambda = 2l$. После подстановки в выражение (1) частоты, определенной по формуле (2), и силы натяжения $N = N_0 + mv^2$ получим:

$$C_{изг} = \sqrt{\pi^2 EI_и/(l^2 m) + N_0/m + v^2/m}\,. \qquad (3)$$

Выражение (3) показывает, что скорость v движения нагрузки (пилы) ни при каких условиях не будет равна низшей фазовой скорости распространения изгибной волны. Это значит, что резонанс, вызванный нагрузкой с учетом скорости ее приложения, в системе с распределенными параметрами невозможен. Так как сила резания при многолезвийной обработке имеет периодические составляющие определенной частоты и амплитуды, то такая нагрузка может вызывать параметрические колебания системы с потерей устойчивости плоской формы изгиба ленточной пилы.

Отметим, что динамическую устойчивость упругих систем с распределенными параметрами можно рассматривать на основании теорий колебаний и статической устойчивости. При этом особое внимание уделяется системам, возбуждаемым нагрузками, являющимися параметрическими относительно некоторых видов деформаций [5, 6]. Так, продольная переменная во времени сила, сжимающая (растягивающая) первоначально прямолинейный стержень, будет параметрической относительно поперечных прогибов, но не будет таковой относительно продольных деформаций. В этом случае продольная сила изменяет частоту поперечных колебаний. При определенных соотношениях частоты возмущающего воздействия и собственной частоты системы прямолинейная форма стержня становится динамически неустойчивой даже в том случае, если амплитуда продольной силы меньше своего критического значения, т. е. когда стержень испытывает только продольные колебания. Возникновение потери динамической устойчивости прямолинейной формы стержня зависит как от отношения частоты возмущающей силы к собственной частоте системы, так и от ее амплитуды, т. е. рассматриваются области динамической неустойчивости, которые определяются соотношениями некоторых параметров системы.

Рассмотрим упрощенную модель ленточной пилы (рис. 2). Упрощения обусловлены введением ряда допущений (отсутствие боковых сил резания, предварительное смещение осей пильных шкивов, отсутствие дисбаланса пильных шкивов и др.) и объясняются только методологией решения задачи.

Периодическая сила $P_y(t)$ резания, действующая в плоскости наибольшей жесткости пилы возбуждает колебания в той же плоскости (см. рис. 2). Эта нагрузка является параметрической относительно изгибно-крутильной деформации плоскости ее действия. Так, в статическом случае рассмотрение небольших отклонений плоскости наибольшей жест-

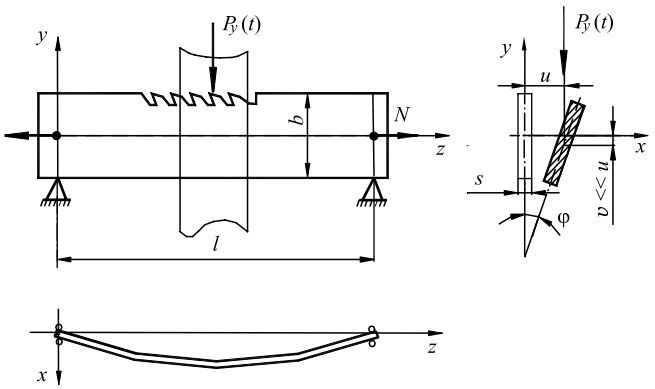


Рис. 2. Схема расчета изгибно-крутильных колебаний полотна пилы

кости пилы приводит к задаче о статической устойчивости плоской формы изгиба прямолинейного тонкостенного стержня. Подобная задача рассмотрена при определении критической силы, например в работе [7]. Поэтому при вибрационной нагрузке о динамической устойчивости плоской формы изгиба можно говорить, если малые боковые возмущения затухают со временем. Если же при малых боковых возмущениях, которые всегда имеют место при боковых силах резания, возникают интенсивные изгибно-крутильные колебания плоскости наибольшей жесткости пилы, то плоская форма становится динамически неустойчивой.

Рассмотрим задачу об изгибно-крутильных колебаниях тонкостенного стержня, описываемых уравнениями:

$$\begin{cases} EI_x \dfrac{d^4 u}{dz^4} - N\dfrac{d^2 u}{dz^2} + \dfrac{d^2}{dz^2}(M\varphi) + m\dfrac{d^2 u}{dt^2} = 0; \\ -(GI_к + Nr^2)\dfrac{d^2\varphi}{dz^2} + M\dfrac{d^2\varphi}{dz^2} + mr^2\dfrac{d^2\varphi}{dt^2} = 0, \end{cases} \quad (4)$$

где u и φ — соответственно поперечный прогиб полотна в плоскости наименьшей жесткости и угол закручивания, т. е. обобщенные координаты, зависящие от координаты z (вдоль полотна пилы) и времени t; EI_x — изгибная жесткость в плоскости наименьшей жесткости; $I_к = bs^3/12$ (b и s — ширина и толщина пилы); $N = N_0 + mv^2$ — сила натяжения пилы; M — момент от внешней силы резания $P_y(t)$; $GI_к$ — жесткость при кручении, где $I_к \cong bs^3/3$; r — радиус инерции сечения.

Момент M от внешней силы имеет периодический характер, что обусловлено прерывистым взаимодействием зубьев пилы с обрабатываемой заготовкой. В первом приближении внешнюю периодическую силу резания можно определить по формуле

$$P_y(t) = P_0 + P_t\cos(\omega_{вр}t), \quad (5)$$

где t — время; P_0 и P_t — постоянная и переменная составляющие силы резания; $\omega_{вр} = 2\pi v/\tau$ — круговая частота врезания зубьев в заготовку; τ — шаг зубьев пилы.

Выражение (5) содержит одну основную гармонику возбуждающей силы, связанную с частотой врезания зубьев. Известно, что взаимодействие зубьев пилы с заготовкой имеет импульсный характер. При обработке ленточными пилами единичный силовой импульс, приходящийся на зуб пилы, по форме близок к прямоугольному. Перекрываясь при одновременной работе нескольких зубьев, эти импульсы создают сложную полигармоническую нагрузку, которую можно представить в виде разложения в ортогональные ряды.

Еще раз напомним о существенном упрощении расчетной модели по сравнению с реальными факторами, действующими в процессе обработки. Так, уравнения (4) не учитывают характера расположения точки приложения силы $P_y(t)$ относительно центра тяжести сечения. Кроме того, сила натяжения пилы из-за дисбаланса пильных шкивов также имеет периодическую составляющую на частоте вращения шкива и будет параметрической относительно возникающих изгибно-крутильных деформаций. Учет тех или иных факторов дает дополнительные слагаемые в уравнениях (4).

Для решения системы (4) воспользуемся вариационным методом, аппроксимируя формы колебаний с помощью системы фундаментальных функций. Применив метод Галеркина, приведем систему (4) к системе обычных дифференциальных уравнений. Для шарнирно опертого стержня граничные условия имеют вид:

$$\begin{cases} u(0, t) = u(l, t) = \varphi(0, t) = \varphi(l, t) = 0; \\ \dfrac{d^2 u(0, t)}{dz^2} = \dfrac{d^2 u(l, t)}{dz^2} = \dfrac{d^2\varphi(0, t)}{dz^2} = \dfrac{d^2\varphi(l, t)}{dz^2} = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Граничные условия (6) выполняются, если функции $u(z, t)$ и $\varphi(z, t)$ привести к виду:

$$\begin{cases} u(z, t) = \sum\limits_{n=1}^{\infty} U_n(t)\chi_n(z); \\ \varphi(z, t) = \sum\limits_{n=1}^{\infty} \Phi_n(t)\psi_n(z). \end{cases} \quad (7)$$

где $U_n(t)$ и $\Phi_n(t)$ — временные функции (далее U и Φ); $\chi_n(t)$ и $\psi_n(t)$ — фундаментальные функции формы изгибных и крутильных колебаний.

В качестве фундаментальных функций формы прогибов, соответствующих низшим собственным частотам системы, примем:

$$\chi(t) = \psi(t) = \sqrt{2}/\sqrt{l}\,\sin(\pi z/l). \quad (8)$$

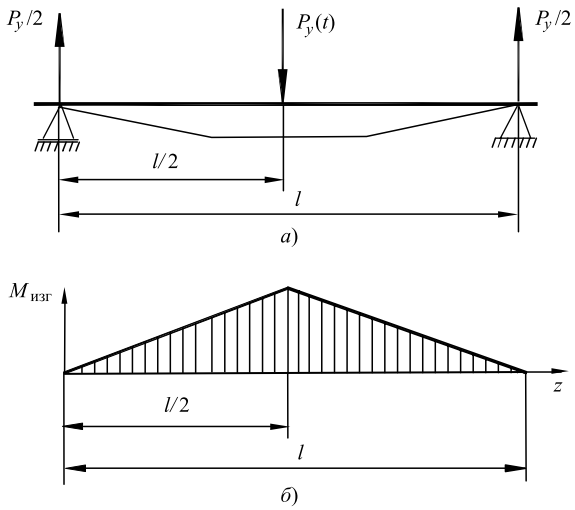


Рис. 3. Схема сил (*а*) и эпюра изгибающих моментов (*б*)

Подставив выражения (7) и (8) в систему (4) и умножив результат на $\chi(t)$ или $\psi(t)$, проинтегрируем по длине балки и получим систему обычных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} mU'' + \dfrac{\pi^2}{l^2}\left(EI_x\dfrac{\pi^2}{l^2} + N\right)U + \dfrac{P_y(t)}{2l}\left(1 + \dfrac{\pi^2}{4}\right)\Phi = 0; \\ mr^2\Phi'' + \dfrac{\pi^2}{l^2}(GI_к + Nr^2)\Phi + \dfrac{P_y(t)}{2l}\left(1 + \dfrac{\pi^2}{4}\right)U = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Уравнения (9) удобнее записать в матричном виде:

$$\mathbf{F}\cdot\mathbf{f}''\cdot[\mathbf{R} - \{P_0 + P_t\cos(\omega_{вр}t)\}\cdot\mathbf{S}]\cdot\mathbf{f} = 0, \quad (10)$$

где $\mathbf{f} = \begin{bmatrix} U \\ \Phi \end{bmatrix}$ — вектор-столбец временных функций изгибных и крутильных колебаний; $\mathbf{F} = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & mr^2 \end{bmatrix}$ — матрица инерционных коэффициентов;

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \dfrac{\pi^2}{l^2}(EI_x\pi^2/l^2 + N) & 0 \\ 0 & \dfrac{\pi^2}{l^2}(GI_к + Nr^2) \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} 0 & \dfrac{1}{2l}(1 + \pi^2/4) \\ \dfrac{1}{2l}(1 + \pi^2/4) & 0 \end{bmatrix}.$$

Для определения значений элементов матрицы **S** левые части уравнений (4) следует рассматривать как равнодействующие внешних и внутренних сил, приложенных к единице длины стержня. Если трактовать метод Галеркина как метод возможных перемещений, то, приравняв сумму работы этих сил на виртуальных перемещениях и работы сосредоточенных сил к нулю, придем к полученным выше результатам. Так как эпюра изгибающих моментов $M_{изг}(z)$ от внешней нагрузки имеет точку излома (рис. 3), то интегралы, содержащие $M_{изг}(z)$, при использовании метода Галеркина вычисляют отдельно для правой и левой частей балки с учетом работы сосредоточенной силы, приходящейся на единицу длины балки, P/l.

Умножив матричные уравнения (10) почленно на $\mathbf{R}^{-1}$, придем к более удобному виду:

$$\mathbf{C}\cdot\mathbf{f}''\cdot[\mathbf{E} - \{P_0 + P_t\cos(\omega_{вр}t)\}\cdot\mathbf{A}]\cdot\mathbf{f} = 0, \quad (11)$$

где $\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1/\omega_x^2 & 0 \\ 0 & 1/\omega_\varphi^2 \end{bmatrix}$; **E** — единичная матрица; $\omega_x^2 = \dfrac{\pi^2/l^2(EI_x\pi^2/l^2 + N)}{m}$ и $\omega_\varphi^2 = \dfrac{\pi^2/l^2(GI_к + Nr^2)}{mr^2}$ — квадраты парциальных частот, соответствующие изгибным и крутильным колебаниям;

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & \dfrac{1 + \pi^2/4}{(2\pi^2/l)(EI_x\pi^2/l^2 + N)} \\ \dfrac{1 + \pi^2/4}{(2\pi^2/l)(GI_к + Nr^2)} & 0 \end{bmatrix}.$$

Как частный случай, уравнения (11) дают приближенное значение критической силы P^* в статической постановке из условия:

$$|\mathbf{E} - P_0\cdot\mathbf{A}| = 0.$$

Откуда значение критической силы P^* в статической постановке будет иметь вид:

$$P^* = \pm\frac{2\pi}{(1 + \pi^2/4)l}\sqrt{(EI_x\pi^2/l^2 + N)(GI_к + Nr^2)}.$$

Границы главных областей неустойчивости (основной резонанс) в первом приближении [6] определяются из условия:

$$\left|\mathbf{E} - \left(P_0 \pm \frac{1}{2}P_t\right)\cdot\mathbf{A} - \frac{1}{4}\omega_{вр}^2\cdot\mathbf{C}\right| = 0. \quad (12)$$

Раскрыв определитель (12), получим уравнение

$$\left(1 - \frac{\omega_{вр}^2}{4\omega_x^2}\right)\left(1 - \frac{\omega_{вр}^2}{4\omega_\varphi^2}\right) - \frac{P_0 \pm 1/2P_t}{P^*} = 0. \quad (13)$$

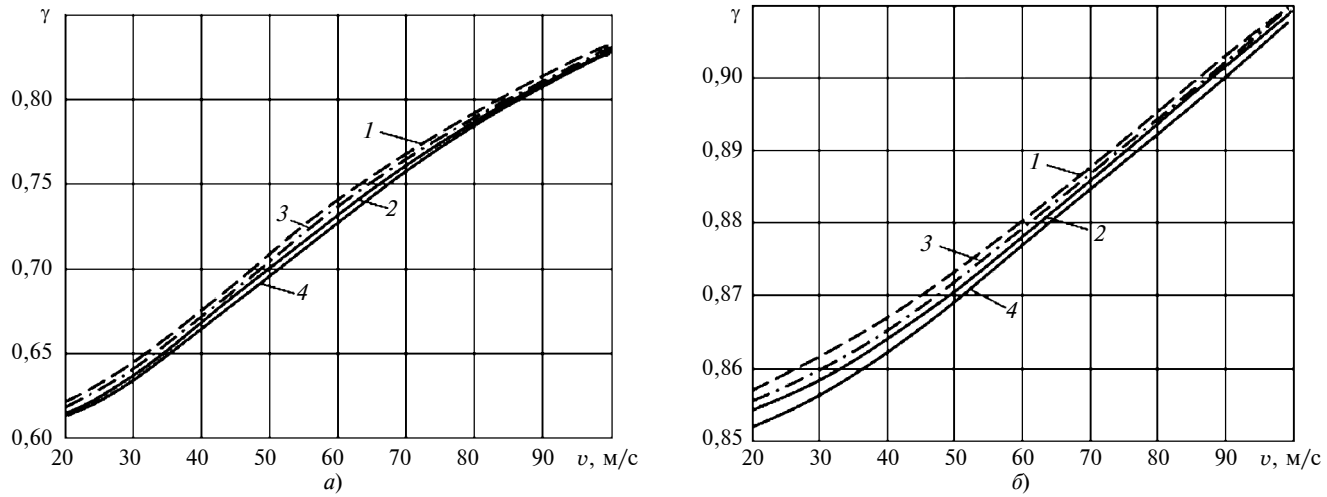


Рис. 4. Зависимости отношения γ от скорости *v* резания при *l* = 1 (*1*), 1,4 (*2*), 1,8 (*3*) и 2,2 м (*4*); N_0 = 5 (*а*) и 20 кН (*б*)

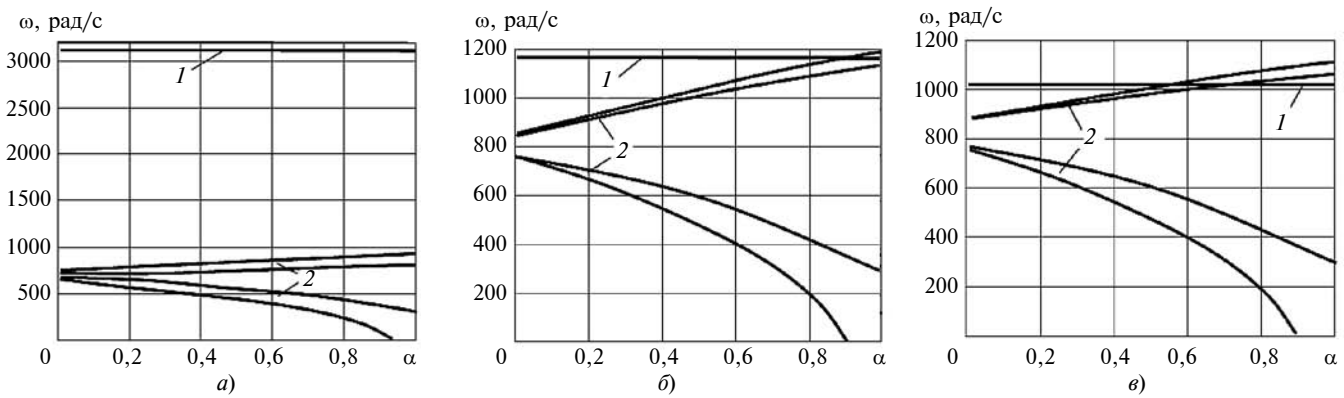


Рис. 5. Зависимости области динамической неустойчивости от коэффициента α при разных параметрах:
а — *v* = 30 м/с, N_0 = 15 кН; *б* — *v* = 10 м/с, N_0 = 30 кН; *в* — *v* = 10 м/с, N_0 = 40 кН; *1* — возмущающая частота, связанная с частотой врезания зубьев пилы; *2* — области неустойчивости

Решение уравнения (13) дает две области неустойчивости относительно критических частот ω_1^* и ω_2^* возбуждения:

$$\begin{cases} \omega_1^* = \dfrac{2\omega_x}{\sqrt{2\gamma}}\sqrt{1+\gamma-\sqrt{(1-\gamma)^2+4\gamma\dfrac{\left(P_0\pm\frac{1}{2}P_t\right)^2}{P^{*2}}}}; \\ \omega_2^* = \dfrac{2\omega_\varphi}{\sqrt{2}}\sqrt{1+\gamma+\sqrt{(1-\gamma)^2+4\gamma\dfrac{\left(P_0\pm\frac{1}{2}P_t\right)^2}{P^{*2}}}}. \end{cases} \quad (14)$$

где $\gamma = \omega_x^2/\omega_\varphi^2$ — отношение парциальных частот изгибных и крутильных колебаний, определяющее их взаимосвязь.

Уравнения (14) представляют собой математическую модель областей динамической устойчивости рассматриваемой системы.

Для численного анализа приняли следующие параметры рассматриваемой системы: толщина пилы $s = 1 \cdot 10^{-3}$ мм; ширина пилы $b = 150 \cdot 10^{-3}$ мм; модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; коэффициент Пуассона $G = 7{,}7 \cdot 10^{10}$ Па; масса единицы длины пилы $m = \rho sb = 1{,}7$ кг/м; плотность материала пилы $\rho = 7{,}7 \cdot 10^3$ кг/м^3.

На рис. 4 приведены зависимости отношения γ парциальных частот от скорости *v* резания при разных силе N_0 предварительного натяжения и свободной длине пилы *l*. Значения парциальных частот изгибных и крутильных колебаний очень близки, так как основным фактором, определяющим их, является сила N_0 натяжения пилы.

Для анализа областей неустойчивости системы введем коэффициенты: $\alpha = P_0/P^*$ — коэффициент запаса устойчивости в статической постановке как отношение критической силы и постоянной составляющей внешней нагрузки; $\beta = P_t/P_0$ — коэффициент возбуждения.

Существуют две главные области неустойчивости собственных частот изгибно-крутильных колебаний системы, которые располагаются достаточно близко друг к другу при малых значениях α. Ширина зон определяется коэффициентом β возбуждения, который зависит от параметров режима об-

работки, коэффициентов резания, шага пилы, высоты пропила. Например, увеличение шага пилы при неизменных других условиях обработки увеличивает коэффициент β возбуждения и снижает частоту возмущающей силы резания.

На рис. 5 показаны области динамической неустойчивости рассматриваемой системы в зависимости от скорости v резания, силы N натяжения, коэффициента $\beta = 0{,}2$, шага зубьев пилы $\tau = 60$ мм и длины пилы $l = 1{,}6$ м. Расчеты показали, что теоретически возможно такое сочетание технологических параметров и характеристик рассматриваемой системы, которое может привести к потере плоской формы изгиба полотна пилы даже в том случае, если главная составляющая силы резания намного меньше своего критического значения в статической постановке.

Исследования показали, что динамическая неустойчивость технологической системы ленточнопильного станка при резании в виде потери пилой плоской формы изгиба может быть обусловлена параметрическим возбуждением системы от периодической силы резания.

Аналитически установлены две области динамической неустойчивости, связанные собственными частотами изгибно-крутильных колебаний полотна пилы, ширина которых зависит от коэффициента возбуждения и определяется в основном режимом резания, обрабатываемым материалом, геометрическими параметрами пилы и высотой пропила.

При определении запаса устойчивости плоской формы изгиба ленточных пил следует учитывать не только постоянную составляющую силы резания, но и ее частоту и амплитуду.

Разработанные аналитические зависимости позволяют строить области динамической неустойчивости технологической системы в зависимости от ряда технологических параметров.

Наличие переменной составляющей N_0 силы натяжения пилы, обусловленной дисбалансом пильного шкива, может привести к дополнительной параметрической нагрузке с частотой возбуждения, равной частоте вращения шкива, и амплитудой, зависящей от дисбаланса и образующей свои области неустойчивости, которые будут накладываться на рассмотренные выше. Этот вид возбуждения можно проанализировать аналогично.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Стахиев Ю. М.** Устойчивость и колебания плоских круглых пил. М.: Лесная промышленность, 1977. 296 с.
2. **Прокофьев Г. Ф., Ершов С. В.** К вопросу ограничения скорости резания ленточнопильных станков // Лесной журнал. 1999. № 2. С. 109—115.
3. **Брюквин А. В.** Динамическая модель колебаний дереворежущих ленточных пил: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: Московский ГУ леса, 1994.
4. **Бидерман В. Л.** Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.
5. **Вибрации** в технике: Справочник. Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В. В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.
6. **Болотин В. В.** Динамическая устойчивость упругих систем. М.: Гостехтеориздат, 1956. 600 с.
7. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов: Учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. 592 с.

Вниманию авторов

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

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й 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, и может быть опубликована в открытой печати;

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

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

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

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

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

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

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

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

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

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

УДК 621.91:621.919.2.001.63

Г. Д. ПЕТУХОВ, В. Ф. МАКАРОВ, д-р тех. наук (ПНИПУ, г. Пермь), e-mail: e1190980@yandex.ru

Расчет режимов резания при проектировании протяжного инструмента и исследование влияния режимов резания и геометрии протяжек на стружкообразование

Проанализированы свойства жаропрочных сплавов, используемые для изготовления лопаток компрессоров. Определены оптимальные скорости резания для титановых и жаропрочных сплавов. Установлены зависимости пластической деформации и процесса стружкообразования от скорости резания при протягивании данных сплавов.

Ключевые слова: жаропрочный сплав, титановый сплав, протяжка, усадка, стружкообразование.

The properties of heat resistant alloys, used for production of compressor blades, are analyzed. The optimal cutting speeds for titanium and heat resistant alloys are determined. The dependencies of plastic deformation and chip formation process from cutting speed at drawing of the subject alloys are determined.

Keywords: heat resistant alloy, titanium alloy, drawing, shrinkage, chip formation.

Применяемые в машиностроении и, в частности, при изготовлении газотурбинных двигателей (ГТД) жаропрочные и титановые сплавы трудно поддаются резанию. Это объясняется их свойствами: высокой прочностью, низкой теплопроводностью, структурой с твердыми интерметаллическими включениями, которые снижают стойкость инструмента, производительность обработки и качество получаемой поверхности [1].

Основные детали ГТД — диски и лопатки узлов турбины и компрессора, которые изготовляют из труднообрабатываемых материалов, так как они отличаются высоким пределом прочности, стойкостью к высоким температурам и т. п. Значительные трудности связаны с обработкой замковых поверхностей лопаток и пазов в дисках и кольцах ГТД, которую на разных заводах выполняют разными методами: фрезерованием, маятниковым шлифованием, протягиванием, глубинным шлифованием. Наиболее производительный метод обработки замковых поверхностей лопаток компрессора — протягивание. Однако серьезной проблемой при протягивании является применение быстрорежущих протяжек и низких скоростей резания (1,5÷3 м/мин).

Эффективность финишной обработки деталей ГТД можно повысить скоростным протягиванием сборными протяжками со сменными твердосплавными пластинами. При этом исключается проблема неравномерной заточки зубьев, которая требует высокоточного дорогостоящего оборудования и высокой квалификации исполнителей. Для обеспечения точных геометрических параметров протяжки требуется очень точная обработка посадочных мест под пластины. При этом затраты на изготовление корпуса протяжки окупаются ввиду многоразового использования корпуса протяжки [2].

Применяемые сплавы и их свойства

Компрессор состоит из узлов низкого и высокого давления. Пять лопаток узла низкого давления выполнены из титанового сплава ВТ8М. Узел высокого давления (УВД) включает в себя 26 типов лопаток. Рабочие лопатки УВД ступеней I—VIII и направляющие лопатки ступеней IV и V выполнены из титанового сплава ВТ8М, рабочие лопатки ступеней IX—XIII и направляющие лопатки ступеней VI—XII — из железоникелевого сплава ЭИ787ВД. Использование разных материалов объясняется изменением рабочих температур деталей от ступени к ступени [3].

Титановый сплав ВТ8М отличается повышенной жаропрочностью, хорошо деформируется в горячем состоянии при температурах 850÷1100 °С, сваривается контактной сваркой и обрабатывается резанием, предназначен для деталей, работающих при температурах до 500 °С [4]. Химический состав ВТ8М: основа — титан; 5÷6 % алюминия; 3,5÷4,5 % кремния; 0,15÷0,35 % молибдена; примеси не более: 0,1 % углерода; 0,3 % железа; 0,15 % кислорода; 0,04 % азота; 0,015 % водорода; 0,3 % циркония; прочее — 0,3 %.

Показатели механических свойств ВТ8М: предел прочности $\sigma_в$ = 1020 МПа; относительное удлинение δ = 8 %; относительное сжатие ψ = 30 %; ударная вязкость KCU = 35 Дж/см^2.

Жаропрочный сплав ЭИ787ВД (ХН35ВТЮ) применяется при изготовлении рабочих лопаток ГТД и компрессорных лопаток, работающих при температурах до 800 °С, а также дисков, дефлекторов, колец, работающих при температурах до 750 °С.

Химический состав ЭИ787ВД: основа — железо; 33÷37 % никеля; 14÷16 % хрома; 2,8÷3,5 % вольфрама; 2,4÷3,2 % титана; примеси не более: 0,08 % углерода; 0,6 % кремния; 0,6 % марганца; 0,7÷1,4 % алюминия; 0,02 % серы; 0,03 % фосфора; 0,02 % бора. Показатели механических свойств ЭИ787ВД аналогичны показателям ВТ8М.

Жаропрочный литейный сплав ВЖЛ14 применяется для производства литых прутковых заготовок, предназначенных для последующего переплава и отливки деталей. Химический состав ВЖЛ14: основа — никель; 8,5 % железа; 16 % хрома; 5,2 % молибдена; 2,8 % титана; примеси не более: 0,06 % углерода; 0,4 % кремния; 0,4 % марганца; 1,4 % алюминия; 0,01 % серы; 0,01 % фосфора.

Показатели механических свойств ВЖЛ14: $\sigma_в$ = 950 МПа; δ = 18 %; ψ = 24.

При расчете скорости v резания необходимо учитывать свойства обрабатываемого материала и материала режущего инструмента, а также применение СОЖ.

Обрабатываемость материала характеризуется коэффициентом обрабатываемости $K_v = v_{60}/v_м$, где $v_м$ — скорость резания при обработке данного материала; v_{60} — скорость резания при обработке материала со стойкостью $T_м$ = 60 мин. Для титанового сплава ВТ8М коэффициент обрабатываемости K_v = 0,22÷0,26, для жаропрочного сплава ВЖЛ-14 — K_v = 0,07÷0,39, для сплава ЭИ787ВД — K_v = 0,14÷0,22.

Скорость резания определяем по формуле

$$v = \frac{C_v}{T^m S_z^y} K_и K_м, \qquad (1)$$

где C_v — коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала и условий резания; T — стойкость инструмента, мин; S_z — подача на зуб; $K_и$ и $K_м$ — коэффициенты, учитывающие влияние соответственно материала инструмента и обрабатываемого материала.

Для плоского протягивания C_v = 4,8÷9,8; m = 0,87; y = 1,4.

Коэффициент $K_м$ вычисляем по формуле

$$K_м = K_r\left(\frac{750}{\delta_в}\right)^n, \qquad (2)$$

где K_r — коэффициент, зависящий от обрабатываемости стали.

Для инструментального материала, используемого для обработки титанового сплава, n = 1,75 и K_r = 0,26. Тогда по формуле (2) получим: $K_м$ = 0,05.

Коэффициент $K_и$ определяют по справочным данным: для сплава ВК8 имеем $K_и$ = 1; для Т5К10 — $K_и$ = 1,4; для Т15К6 — $K_и$ = 1,9.

При отсутствии справочных данных коэффициент $K_и$ рассчитывают по формуле

$$K_и = 0{,}0131 t_{кр} - 8{,}5723, \qquad (3)$$

где $t_{кр}$ — критическая температура [5].

Режущую пластину для обработки поверхности шириной b = 16 мм из труднообрабатываемого материала выбирали из каталога фирмы Sandvik Coromant. Для расчета приняли квадратную пластину SCMT 09 T3 08-SMC, для которой $t_{кр} \approx 850°$. По формуле (3) получили $K_и$ = 2,56.

При расчете для режущего инструмента приняли стойкость T = 100 мин.

По формуле (2) были получены значения коэффициента $K_м$: для сплава ВТ8М — 0,15; для сплава ЭИ787ВД — 0,13; для сплава ВЖЛ-14 — 0,12.

По формуле (1) рассчитали скорости резания, м/мин: для сплава ВТ8М — 2,352; для сплава ЭИ787ВД — 2,04; для сплава ВЖЛ-14 — 1,88.

Расчет шага зубьев

Минимальный шаг между зубьями протяжки с учетом обеспечения свободного размещения стружки во впадине определяем по формуле

$$t_{p\,\min} \approx 3\sqrt{lS_zC},$$

где C = 3÷4 — коэффициент, учитывающий запас заполнения стружкой впадины между зубьями; l — длина обрабатываемой поверхности. Тогда $t_{p\,\min}$ = 12,34 мм.

Размеры зуба зависят от площади снимаемого одним зубом металла.

Коэффициент заполнения впадины определяется отношением $k = F_в/F_с$, где $F_в$ — площадь сечения впадины; $F_с = l_и s_z$ = 5,62 мм^2 — площадь сечения срезаемого одним зубом металла. Как правило, k = 2÷5, тогда $F_в = kF_с$ = 16,85 мм^2.

Так как шаг протяжки должен быть не менее 12,34 мм, $F_в$ = 16,85 мм^2, используя данные работы [6], по ближайшему значению t = 12 мм выбираем высоту зуба h = 5 мм, малый радиус r = 2,5 мм, большой радиус R = 8 мм.

Влияние режимов резания и геометрии протяжек на стружкообразование

Изменение пластической деформации в зоне резания подтверждается изменениями процесса стружкообразования и коэффициента продольной усадки стружки. Срезаемый слой течет по передней поверхности зуба протяжки перпендикулярно и параллельно лезвию инструмента. Форма элемента стружки с увеличением деформации приближается к треугольной. При исчерпании запаса пластичности происходит разрушение материала по плоскости скалывания. Сколотый треугольный элемент

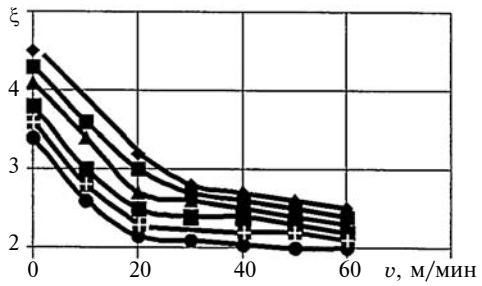


Рис. 1. Зависимости коэффициента ξ усадки стружки от скоростей *v* резания при протягивании жаропрочных сплавов ЭИ437БУ-ВД (–♦–), ЭИ698-ВД (–■–), ЭП109-ВД (–▲–), ЭИ787-ВД (–■–), ВЖ102 (–::–), ВЖЛ14 (–●–)

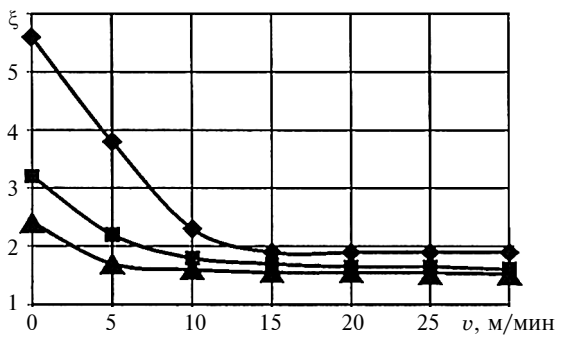


Рис. 2. Зависимости коэффициента ξ усадки стружки от скорости *v* резания при протягивании титанового сплава ВТ3-1 с подачами S_z = 0,02 (–♦–); 0,03 (–▲–); 0,06 мм/зуб (–■–)

стружки перемещается по передней поверхности зуба и слабо связан с предыдущим элементом, имеют место и отдельные разрывы по ширине стружки [7].

Сливная стружка образуется в результате последовательных непрерывных сдвигов тонких слоев материала по условной плоскости сдвига без нарушения связи между сдвинутыми слоями, т. е. без нарушения сплошности стружки. При этом коэффициент усадки стружки уменьшается в 2—3 раза.

Известно, что резание с образованием сливной стружки — наиболее эффективно, так как обеспечиваются высокое качество обработки, снижение силы резания и вибраций, высокая производительность.

Проанализируем влияние скорости резания при протягивании на характер пластической деформации с позиций стружкообразования. С этой целью на различных режимах протягивания методом мгновенной остановки процесса обработки получены корни стружек. Их микротвердость определяли травлением текстуры микрошлифов. Измерением длины стружки и поверхности резания определяли коэффициент ξ продольной усадки стружки (далее коэффициент усадки) в зависимости от скорости резания (рис. 1).

Анализ показал, что с увеличением скорости резания с 1,5 до 60,0 м/мин коэффициент ξ усадки снижается для всех исследуемых сплавов в 1,5—1,7 раза: для сплава ЭИ437БУ-ВД значение ξ снижается с 4,2 до 2,8; для сплава ЭИ787ВД — с 3,5 до 2,5; для ВЖЛ14 — с 3,2 до 2.

Для проверки закономерностей изменений усадки и сил резания исследовали стружки других материалов, обрабатываемых на разных скоростях и при разных подачах. При протягивании титанового сплава ВТ3-1 с увеличением подачи S_z с 0,02 до 0,10 мм/зуб коэффициент усадки ξ уменьшается на 40÷50 % (рис. 2). Особенно заметно уменьшение усадки при низких скоростях резания (0,03÷0,08 м/с).

Существенное влияние на усадку стружки оказывает геометрия протяжки, в частности передний угол γ. Увеличение угла γ с −5° до +20° приводит к снижению усадки стружки в 1,5—2 раза при разных подачах. При изнашивании инструмента усадка стружки увеличивается до 20 %.

Исследованиями установлено, что стружкообразование в меньшей степени зависит от заднего угла протяжек, ширины резания и износа протяжек.

Установлено также, что с увеличением скорости резания и подачи и при уменьшении усадки стружки вследствие снижения пластической деформации и увеличения длины стружки диаметр $d_в$ стружечного валика увеличивается в 1,5—1,7 раза (таблица). Следовательно, протягивание на повышенных скоростях требует соответствующего увеличения размеров стружечных канавок, особенно при предварительной протяжке [7].

Усилие резания, температура резания, стойкость режущего инструмента, качество обработанной поверхности непосредственно влияют на стружкообразование. Особенно важны процессы в зоне корня стружки.

Были исследованы микрошлифы корней стружек (рис. 3). Установлено, что между зоной начала образования стружки и обрабатываемым материалом существует область раздела, положение которой определяется углом β_x сдвига, она изменяется с изменением скорости резания. Увеличение скорости резания с 2 до 40 м/мин приводит к увеличению угла β_x с 18 до 40°. При этом с увеличением скорости резания уменьшается угол ψ, определяющий направление линий скольжения (текстуры) в стружке. Приближаясь к передней поверхности зуба протяжки, линии скольжения меняют направле-

Значения диаметра $d_в$, мм, стружечных валиков при разных скоростях *v* резания и подачах S_z при протягивании сплава ЭИ787-ВД

v, м/с	S_z		
	0,02	0,06	0,10
0,033	6,0	7,5	8,0
0,130	8,5	9,0	8,5
0,230	8,5	9,0	9,0
0,330	10,0	9,5	9,0
0,430	10,5	10,0	9,5

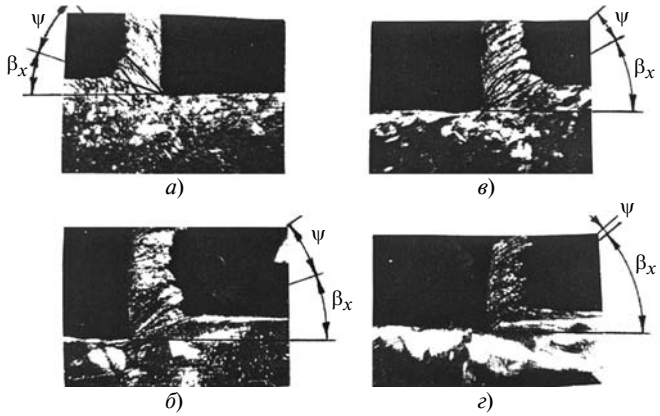


Рис. 3. Микрошлифы корней стружек без травления, полученные при протягивании сплава ЭИ437БУ-ВД с подачей S_z = 0,1 мм/зуб при скоростях резания v = 0,03 (*а*); 0,13 (*б*); 0,43 (*в*); 0,67 м/с (*г*)

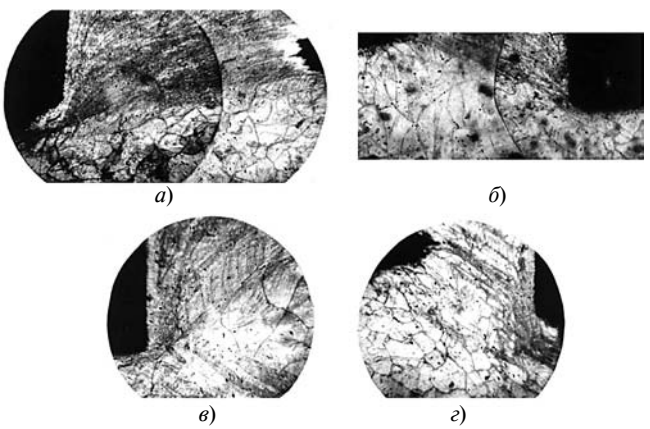


Рис. 4. Микрошлифы корней стружки с травлением, полученные при протягивании сплава ХН77ТЮР-ВД с подачей S_z = 0,1 мм/зуб при скоростях резания v = 0,03 (*а*); 0,13 (*б*); 0,43 (*в*); 0,67 м/с (*г*)

ние и становятся параллельными передней грани. Кроме того, с увеличением скорости резания уменьшается толщина стружки. Это указывает на снижение пластических деформаций в зоне резания при увеличении скорости резания.

При анализе микрошлифов корней стружки (рис. 4) в надрезцовом слое обнаружен так называемый текущий слой, где линии течения стружки сильно искривляются. При этом деформация зерен металла происходит в сторону, противоположную движению стружки.

Можно предположить, что часть стружки у передней грани зуба протяжки в результате значительной деформации, особенно при низких скоростях резания (2÷8 м/мин), обтекает режущую кромку в направлении, обратном сходу стружки, и наплывает на обрабатываемую поверхность.

На некотором расстоянии от режущей кромки в пределах длины контакта с передней гранью деформация прекращается, и дальнейшее течение стружки не изменяется.

Установлено, что в зоне текущего слоя (у режущей кромки) наблюдается наибольшая деформация, которая в 1,5—2 раза больше, чем средняя деформация стружки. Причем с увеличением скорости протягивания микротвердость текущего слоя уменьшается.

Анализ большого числа микрошлифов корней стружек, полученных при обработке других сталей и сплавов, показал аналогичную зависимость процесса стружкообразования от скорости резания.

Таким образом, подтверждено снижение пластической деформации в зоне резания, а следовательно, и сил резания при увеличении скоростей резания до оптимальных значений при протягивании жаропрочных сталей и сплавов [8].

Математическим планированием эксперимента получены зависимости удельных (приходящихся на 1 мм длины режущей кромки) составляющих P_z и P_y силы резания, Н/мм, и коэффициента ξ усадки стружки для жаропрочного сплава ЭИ787-ВД:

$$P_{z\text{уд}} = \frac{2606 S_z^{0,54} \delta^{0,66} h_з^{0,36}}{v^{0,05}};$$

$$P_{y\text{уд}} = \frac{811 S_z^{0,36} \delta^{1,42} h_з^{0,36}}{v^{0,09}};$$

$$\xi = \frac{2,02 \delta^{1,32} h_з^{0,1}}{S_z^{0,007} v^{0,1}},$$

где $\delta = 90 - \gamma$ (γ — передний угол); $h_з$ — износ протяжки.

Таким образом, установлена зависимость вида стружкообразования при протягивании жаропрочных сплавов от скорости резания, влияющей на пластическую деформацию обрабатываемого материала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пронкин Н. Ф.** Протягивание труднообрабатываемых материалов. М.: Машиностроение, 1978. 119 с.
2. **Петухов Г. Д.** Разработка сборных конструкций протяжного инструмента для скоростного протягивания хвостовиков лопаток компрессора из труднообрабатываемого материала // Вестник ПНИПУ. 2015. С. 12.
3. **Иноземцев А. А.** Авиационный двигатель ПС-90А. М.: Либра-К, 2007. 320 с.
4. **Александров В. Г.** Справочник по авиационным материалам. М.: Транспорт, 1972. 328 с.
5. **Гуревич Я. Л.** Режимы резания труднообрабатываемых материалов: Справочник. М.: Машиностроение, 1986. 73 с.
6. **Каталог** Sandvik Coromant.
7. **Нефедов Н. А.** Сборник задач и примеров по резанию металлов и режущему инструменту. М.: Машиностроение, 1984. 400 с.
8. **Макаров В. Ф.** Оптимизация протягивания труднообрабатываемых материалов: Монография. Старый Оскол: ТНТ, 2014. 440 с.

УДК 628.16

Е. Н. АРАКЧЕЕВ (ГК "Спецмаш", г. Дзержинск),
В. Е. БРУНМАН, канд. экон. наук, М. В. БРУНМАН,
А. Н. ВОЛКОВ, д-р техн. наук, В. А. ДЬЯЧЕНКО, А. В. КОЧЕТКОВ,
А. П. ПЕТКОВА, доктора технических наук (Санкт-Петербургский ГПУ),
e-mail: automats@inbox.ru

Комплексный автоматизированный агрегат по производству реагентов для обработки воды и стоков[1]

Рассматривается разработка комплексного высокоэффективного автоматизированного агрегата непрерывного электрохимического синтеза реагентов, применяемых для очистки воды и стоков.

Ключевые слова: вода, сток, очистка, электрохимический синтез, анолит, феррат, электролизный агрегат, адаптивное управление, эффективность.

The development of complex high-effective automated aggregate of continuous electrochemical synthesis of reagents, used for cleaning of water and kennels, is considered.

Keywords: water, kennel, cleaning, electrochemical synthesis, anolyte, ferrate, electrolytic aggregate, adaptive control, effectiveness.

Проблема обеззараживания воды и стоков на местах связана с противоречивостью требований российского законодательства: с одной стороны, сброс стоков с очистных сооружений в реку не должен содержать органических и биологических загрязнений, что в подавляющем большинстве случаев обеспечивается хлорированием [1, 2]; с другой стороны, стоки не должны содержать хлор [3].

На сегодняшний день несмотря на ряд недостатков применение хлорсодержащих реагентов остается основным способом обеззараживания природных и сточных вод, обеспечивающим пролонгированное действие реагентов. Хлорирование воды обязательно на коммунальных водопроводах и станциях по обработке технических и сточных вод. Как правило, для этой цели используют сжиженный газообразный хлор, твердые реагенты (хлорную известь, гипохлорит кальция и др.), а также реагенты, поступающие на станции очистки в виде растворов (например, гипохлорит натрия). В последнее время для получения хлорсодержащих реагентов (анолит, получаемый на местах потребления) все больше используют метод мембранного электролиза, основные достоинства которого — экологическая чистота, экономия энергии и расходных материалов, высокое качество получаемых продуктов, удобное в эксплуатации производство, небольшие производственные площади.

Суммарные энергозатраты при мембранном электролизе на 25÷40 % ниже, чем при традиционных методах, а удельный расход соли в 2,5—3 раза меньше, чем в электролизерах, производящих гипохлорит на месте. Отличительная особенность мембранного электролиза от безмембранного метода получения гипохлорита — возможность изменения токовой нагрузки на электролизерах в течение суток без нарушения процесса, что снижает себестоимость продукции.

Новым перспективным методом очистки воды и стоков является применение ферратов щелочных металлов, обладающих многофункциональным действием. Ферраты — одни из наиболее сильных окислителей (в кислой среде потенциал FeO_4^{2-} выше потенциала озона и наибольший из потенциалов используемых соединений), способных разлагать многие токсичные химические вещества до малотоксичных продуктов (окисляющее действие) и уничтожать микроорганизмы (дезинфицирующее действие). Продуктом разложения ферратов в растворе является малотоксичный гидроксид железа, который выделяется в виде коллоидных агрегатов с очень развитой поверхностью, эффективно адсорбирующих ионы тяжелых металлов, частицы суспензий и органические остатки, обеспечивая дополнительную очистку воды путем коагуляции загрязнителей (коагулирующее действие) [4—8]. Производство сухого стабилизированного феррата [9, 10] требует высоких расходов на его синтез, транспортировку и упаковку. При производстве феррата на месте жидкий продукт имеет более стабильные свойства, легко закачивается и добавляется в любой раствор или производственную систему, его себестоимость снижается в 4 раза.

Перспективным продуктом электролиза для использования на очистных сооружениях является натриевая соль шестивалентного железа Na_2FeO_4 (феррат натрия), получаемая электрохимическим растворением железного анода в растворе щелочи NaOH, который образуется как

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ, уникальный идентификатор проекта RFMEFI57514X0080.

побочный продукт мембранного электролиза при выработке анолита (раствора хлора в воде) [11].

Такой подход позволяет объединить два процесса электролиза — производство анолита и ферратов в одной комплексной установке с адаптивной системой управления производительностью агрегата. Сегодня на отечественном и зарубежном рынках систем водоочистки нет предложений по обеззараживанию воды и стоков с применением хлора и ферратов, получаемых мембранным электролизом на одной автономной установке. Разрабатываемый комплексный электролизный агрегат по производству реагентов для очистки питьевой воды и стоков не имеет отечественных аналогов и должен обеспечить конкурентоспособность систем водоочистки по сравнению с зарубежными аналогами, отдельно производящими хлор и ферраты, по стоимости и энергоэффективности.

Концептуальное решение комплексного электролизного агрегата

Сегодня на ряде современных станций водоподготовки для малых и средних по числу жителей городов уже используют экологически безопасные и экономически эффективные электролизные установки по производству хлора (анолита) из поваренной соли в количествах, необходимых для обеззараживания питьевой воды [12]. При этом в качестве отходов образуется концентрированный раствор NaOH, требующий сбыта или утилизации, что часто связано с дополнительными расходами.

Вместе с тем ферраты (Na_2FeO_4) можно эффективно использовать для обеззараживания и очистки (путем коагуляции) промышленных, сельскохозяйственных и других стоков в канализацию, отстойники, а также для подготовки питьевой воды. Проводимые в России и за рубежом исследования показали, что жидкие ферраты, сырьем для производства которых является раствор NaOH, достаточно экономично можно получать электролизом. Ввиду неустойчивости ферраты целесообразно использовать по назначению сразу на месте производства, направляя их, например, в канализационные стоки или требующие обеззараживания емкости, отстойники и др.

Предлагаемое концептуальное решение состоит в создании экологически безопасного (малорискового) и экономически эффективного комплексного электролизного агрегата (КЭА), одновременно производящего Cl_2 (анолит) из раствора поваренной соли в воде и жидкие ферраты из отходов (NaOH) электролизного производства хлора. При этом анолит и ферраты используются непосредственно на месте их производства: анолит — для обеззараживания питьевой воды, а феррат направляется в стоки водоочистных сооружений или используется в системе подготовки питьевой воды вместо первичного хлорирования.

В состав КЭА (рис. 1) входят модули для производства анолита и феррата с системами газоотведения и рециркуляции анолита и католита и система автоматического управления (САУ), которая осуществляет в автоматическом режиме пуск, остановку (в том числе и аварийную), поддержание выбранных режимов работы, сбор и хранение данных эксперимента. Блоки управления модулями обеспечивают как функционирование отдельных модулей (контроль параметров процесса, дозирование сырья и реагентов и др.), так и их взаимодействие. Основные управляемые параметры процесса получения анолита — напряжение, сила тока, расход воды, время обработки, производительность, энергопотребление; феррата — напряжение, сила и плотность тока, температура, время обработки, производительность, энергопотребление.

Можно создавать небольшие КЭА для непосредственного использования на промышленных предприятиях с небольшим водопотреблением и соответствующим объемом загрязненных стоков (например, молокозаводы, фармацевтические предприятия), и крупные КЭА с большой производительностью, используемые на станциях водоканала в систе-

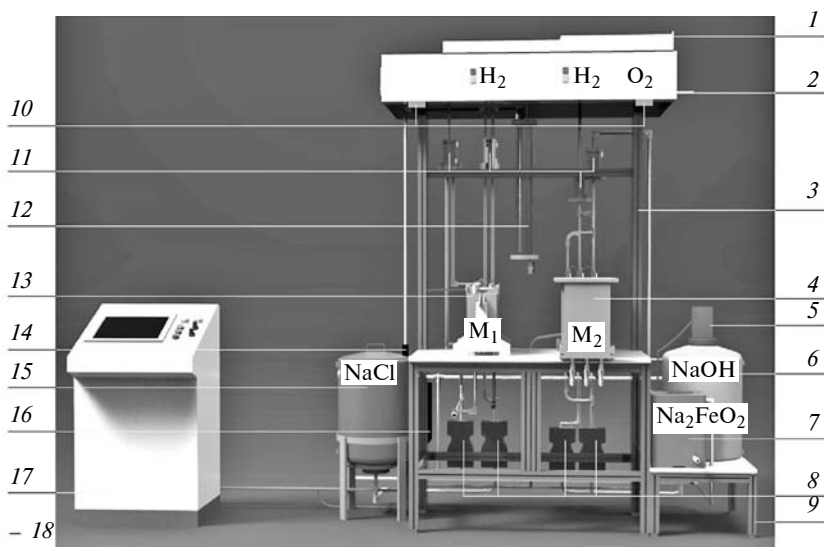


Рис. 1. Общий вид установки:

1 — воздуховод; *2* — колпак (сборник H_2, O_2, воздух); *3* — станина; *4* — ферратор; *5* — привод мешалки; *6* — бак с NaOH; *7* — бак с Na_2FeO_4; *8* — насосы; *9* — подставка; *10* — светильники; *11* — сепараторы; *12* — вакуум-прерыватель; *13* — хлоратор, *14* — эжектор; *15* — бак с раствором NaCl; *16* — умягчитель; *17* — пульт системы управления; *18* — датчики

ме водоподготовки и обеззараживания канализационных стоков. При этом создаваемые КЭА должны иметь модульное строение, обеспечивающее их надежность, удобство монтажа и обслуживания, а также (при необходимости) возможность раздельного (в пространстве и времеи) функционирования модулей.

Состав электролизных модулей и параметры технологических процессов

В электролизере для производства анолита (хлора) блок электродных элементов состоит из двух монополярных элементов (анода и катода), разделенных ионообменной сульфокатионитной мембраной Flemion 811 или Nafeon-324. Катод выполнен из перфорированной коррозионностойкой стали и приварен к токоведущим ребрам катодной камеры. Анод выполнен из перфорированного листа титана, покрытого оксидами рутения, и приварен к токоведущим ребрам анодной камеры. Анодная и катодная камеры имеют штуцеры для подсоединения циркуляционных трубок: раствор вводится через нижние штуцеры, продукты электролиза выводятся через верхние штуцеры.

На рис. 2, *а* показана разнесенная 3D-модель хлоратора в составе КЭА. Анодную камеру заполняют насыщенным раствором очищенной соли, а катодную — умягченной водой, очищенной от солей. В анодной камере рассол NaCl диссоциирует на ионы Na^+ и Cl^-. Ионы Cl^- окисляются на аноде и превращаются в газообразный хлор (Cl_2), а ионы Na^+ проникают через ионообменную мембрану с водой в катодную камеру. Полученный газообразный хлор и рассол меньшей плотности выводятся из анодной камеры. Вода в катодной камере диссоциирует на ионы H^+ и OH^-. Ионы H^+ на катоде превращаются в газообразный водород (H_2), а ионы Na^+, прошедшие через катионообменную мембрану с анода, образуют с ионами OH^- каустическую соду (NaOH). Полученный газообразный водород и каустическая сода выводятся из катодной камеры.

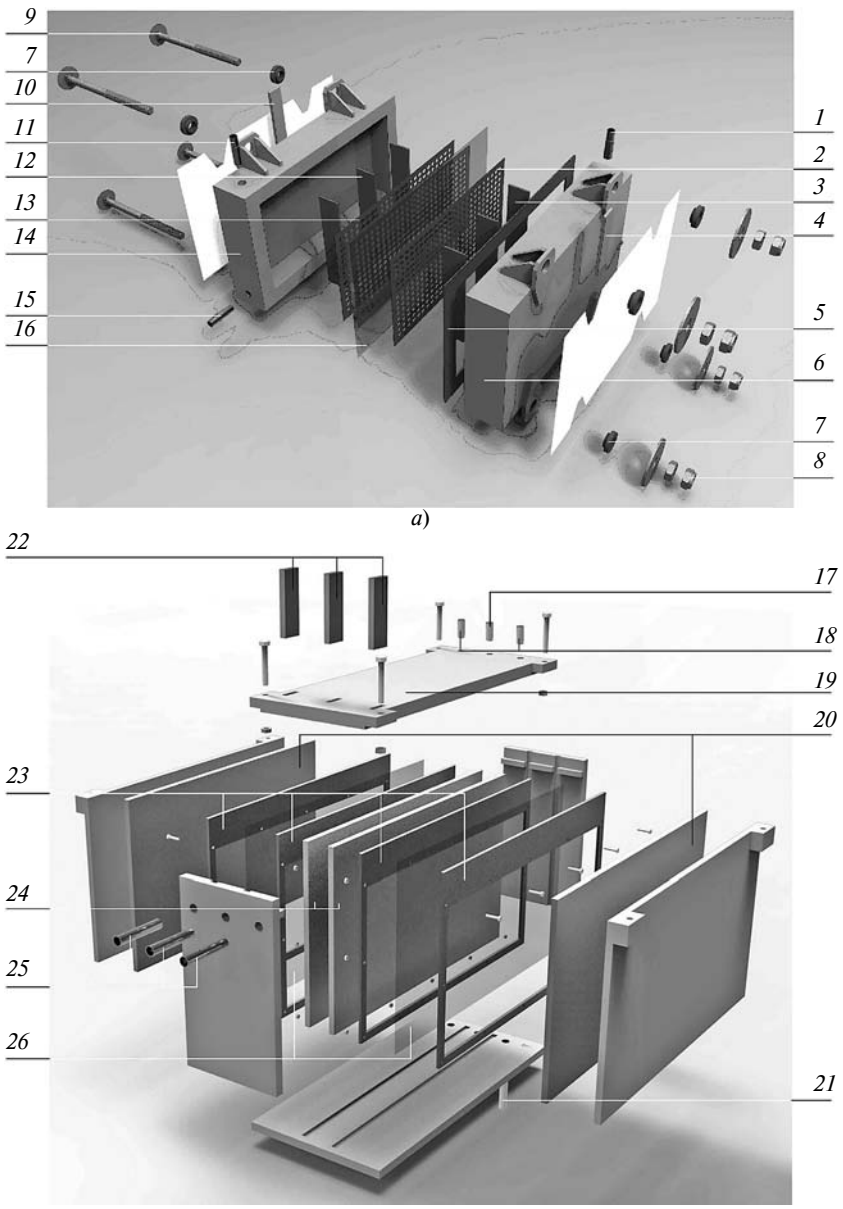


Рис. 2. Разнесенные схемы электролизеров Э1 и Э2 для производства соответственно хлора (анолита) (*а*) и феррата (*б*):

1 — вывод NaOH; *2* — катод; *3* — ребра крепления катода; *4* — вывод катода; *5* — уплотнительная прокладка; *6* — корпус камеры катода; *7* — изолирующая проладка; *8* — гайка; *9* — болт; *10* — вывод анода; *11* — вывод анолита (хлора); *12* — ребра крепления анода; *13* — анод; *14* — корпус камеры анода; *15* — ввод раствора соли; *16* — катионообменная мембрана; *17* — вывод водорода; *18* — вывод кислорода; *19* — съемная крышка; *20* — аноды; *21* — выводы электролита; *22* — выводы анодов и катодов; *23* — рамки для крепления мембраны; *24* — катоды; *25* — выводы анолита и католита; *26* — катионообменные мембраны

Системы циркуляции анолита и католита служат для подачи и распределения по ячейкам раствора поваренной соли и умягченной воды и вывода продуктов электролиза. Электролитические ячейки могут работать в периодическом или проточном режиме. В последнем случае анолит и католит непрерывно циркулируют между электролизной ячейкой и внешними емкостями хранения раствора.

Для повышения производительности модуля в блок элек-

тродных элементов, кроме двух монополярных (анод и катод), можно добавить один или несколько биполярных элементов (анод—катод), образующих при сборке и установке мембран две и более электрохимических ячейки. Биполярный элемент прямоугольной формы состоит из анодной и катодной камер, разделенных перегородкой, имеющей, соответственно, положительные (аноды) и отрицательные (катоды) электроды.

Для питания катодной камеры электролизера используют очищенную от примесей и умягченную воду. В анодную камеру подают насыщенный солевой раствор с концентрацией не менее 300÷330 г/л и температурой не ниже 5 °С. Температура в электролизере — 60÷90 °С. Рабочий диапазон тока, подаваемого на ячейку, 0,1÷60 А, плотность тока на мембране до 1,6 кА/м^2, напряжение на ячейке 3÷4 В изменяется в зависимости от расстояния между электродами (0,15÷1,5 мм). Размеры электродов рассчитывают в зависимости от плотности тока 1000÷2000 А/м^2. Силу тока подбирают, исходя из условий производства хлора в час (не менее 65 г/ч) и энергопотребления не более 3,5 кВт · ч/кг продукта с учетом планируемого выхода по току.

Расчетные параметры модуля для производства анолита приведены в табл. 1. Они являются ориентировочными и подлежат уточнению в ходе экспериментальных исследований.

Анолит подают в трубопроводы подачи воды. Эжектор осуществляет подачу хлора в трубопровод хлорной воды. Предусмотрены один основной и один резервный эжекторы.

Образующаяся в процессе электролитическая щелочь (гидроксид натрия) с концентрацией до 35 % самотеком отводится из сепаратора католита в емкость-накопитель. Водород через трубопровод выводится из сепаратора католита за пределы здания в окружающую среду.

Основным (целевым) продуктом модуля для производства анолита является водный 0,1 %-й раствор смеси оксидантов (хлора, диоксида хлора, озона) в количестве до 1,56 кг активного хлора в сутки при энергопотреблении до 3,5 кВт · ч и расходе до 3 кг NaCl на 1 кг активного хлора.

Такие значения получены в результате минимизации межэлектродного расстояния в электролизере и потерь в металлических частях, эффективного отвода газожидкостных смесей из межэлектродного пространства, использования ионообменной мембраны толщиной 0,15÷0,20 мм с пониженным падением напряжения при высоких токовых нагрузках (соответствующих плотностям тока 1,6 кА/м^2) с высоким значением селективности (выход по току на уровне 85÷90 % анолита) и анодного каталитического рутениевого покрытия с пониженным перенапряжением.

Мембранный процесс отличается от безмембранного метода получения гипохлорита возможностью регулирования токовой нагрузки на электролизерах в течение суток в зависимости от требуемой производительности без нарушения процесса, что позволяет снизить себестоимость продукции.

Таблица 1

Расчетные параметры модуля для производства анолита

Параметры электролиза	Значения параметров для электролиза продуктов		
	Cl_2	NaOH	H_2
Сила тока I, А	60		
Напряжение на электродах U, В	3,5		
Площадь анода $S_а$, см^2	375		
Плотность тока j, А/м^2	1600		
Выход продуктов электролиза m, г/ч:			
теоретический	78,35	89,55	2,24
фактический	66,60	76,12	2,24
Выход реакции η, %	85	85	100
Энергопотребление E, кВт · ч/кг	3,15	2,76	93,80

Производство анолита на месте обеспечивает ресурсосбережение и безопасность его применения по сравнению с получением хлора и гипохлорита, требующих транспортировки с соблюдением мер безопасности. Технология производства анолита мембранным электролизом менее энергозатратна по сравнению с безмембранным производством гипохлорита на месте потребления.

Электролизер для получения ферратов натрия на месте выполняется из устойчивого к щелочам пластика (полипропилен, фторопласт) и имеет две (или более) камеры, разделенные катионообменной мембраной (рис. 2, *б*). Она обеспечивает поток ионов между двумя камерами, где перенос ионов феррата [FeO_4^{2-}] значительно меньше, чем ионов натрия [Na^+], ионов гидроксида [OH^-] и ионов водорода [H^+]. В качестве катионообменных мембран, работающих при концентрации щелочи до 30÷35 %, используют сульфакатионитную мембрану Flemion 811 или Nafeon-324. Поверхность каждого электрода должна быть параллельна поверхности мембраны. Аноды изготовляют в виде пластин, спеченных из металлической стружки, сеток или пористого материала. Для ускорения электролиза реактивная поверхность должна быть как можно больше. Расходуемый анод должен содержать не менее 99 % Fe. Катоды изготовляют из титана, коррозионно-стойкой стали, никеля или сплавов никеля.

Расположенная с одной стороны мембраны анодная камера имеет выход для газообразного кислорода, генерируемого в процессе реакции, а также впускное и выпускное отверстия для заполнения, удаления или циркуляции анолита (см. рис. 2, *б*). С другой стороны мембраны в катодной камере имеются впускные и выпускные отверстия для заполне-

ния, удаления или циркуляции раствора гидроксида натрия и выход для водорода, выделяющегося на катоде при электролизе воды. Электролитические ячейки работают в периодическом или проточном режиме. В последнем случае анолит и католит непрерывно циркулируют между электролизной ячейкой и внешними емкостями для хранения раствора.

Анолит представляет собой раствор феррата натрия в водном растворе гидроксида натрия с концентрацией до 30÷35 % с незначительным количеством хлоридов (0,2÷1 %), необходимых для ускорения коррозии железосодержащих поверхностей в анолите в результате ослабления оксидной пленки, которая образуется на аноде и снижает выход по току и увеличивает длительность электролиза.

В процессе электролиза необходимо поддерживать кислотность анолита pH = 10÷14 для обеспечения стабильности феррата натрия, который при pH < 10 начинает разлагаться с выделением кислорода и образованием Fe_2O_3.

Католит состоит из гидроксида натрия с концентрацией до 30÷35 %. Раствор непрерывно циркулирует в зоне катода с помощью дозирующего насоса, поддерживающего его однородность. В катодном пространстве выделяется водород по реакции

$$2H^+ + 2e^- = H_2\uparrow.$$

В процессе электролиза в катодной камере образуется NaOH путем переноса ионов Na^+ из анодной камеры и их реакции с ионами OH^-. Так как в процессе электролиза концентрация NaOH в католите увеличивается, то к католиту добавляется вода для поддержания требуемой концентрации раствора гидроксида натрия.

Основными факторами, влияющими на выход ферратов по току, являются: состав (предпочтителен NaOH), концентрация (30÷45 %) и температура (30÷70 °C) щелочного электролита; форма (сетка, гладкий, пористый) и материал (железо, сталь, чугун) анода; форма и материал (Pt, Cu, Ti, Ni и коррозионностойкая сталь) катода; вид мембраны (Nafion, Flemion); конструкция электролизной ячейки (число и размер анодных и катодных камер); расстояние между электродами (3÷6 мм между многослойными анодами, до 1,5 см между мембраной и катодом, до 2,5 см между мембраной и анодом); плотность тока на аноде (200÷500 А/м^2); напряжение на электролизере (3÷4 В); время электролиза.

После прекращения электролиза растворенный в воде феррат натрия вступает с ней в реакцию с выделением кислорода:

$$4Na_2FeO_4 + 10H_2O = \\ = 8NaOH + 4Fe(OH)_3 + 3O_2\uparrow.$$

Поэтому полученный феррат необходимо оперативно использовать для очистки и обеззараживания воды.

Основным (целевым) конечным продуктом модуля для производства феррата является раствор феррата натрия, получаемый в количестве до 0,6 кг в сутки. В зависимости от расстояния между электродами напряжение на электролизной ячейке изменяется в интервале 3÷4 В. Размер электродов рассчитывается, исходя из плотности тока 200÷500 А/м^2. Сила тока определяется выпуском запланированного количества феррата в час (до 25 г/ч) и энергопотреблением не более 6 кВт · ч/кг продукта с учетом планируемого выхода по току. Расчетные параметры модуля для производства феррата натрия приведены в табл. 2. Указанные параметры являются ориентировочными и подлежат уточнению в ходе экспериментальных исследований.

Таблица 2

Расчетные параметры модуля для производства феррата

Параметры электролиза	Расчетные значения параметров		
Сила тока I, А	50	45	40
Напряжение на электродах U, В	3	3,4	3,8
Площадь анода S_a, см^2	1350	1800	1800
Плотность тока j, А/м^2	370	250	222
Теоретическое разложение железа m_{Fe}, г/ч	17,41	15,67	13,93
Выход феррата m_{fr}, г/ч:			
теоретический	51,61	46,45	41,29
фактический	25,81	25,55	25,6
Выход реакции η, %	50	55	62
Энергопотребление E, кВт · ч/кг	5,81	5,99	5,94

Основными преимуществами электролизера мембранного типа для получения ферратов натрия являются увеличение выхода по току и низкое энергопотребление, что стало возможным в результате устранения электрохимического восстановления феррат-иона на катоде и химического восстановления феррат-иона молекулярным водородом, получаемым на катоде:

$$2FeO_4 + 5H_2 \rightarrow Fe_2O_3 + 5H_2O.$$

Еще одним преимуществом мембранного электролиза для получения ферратов натрия является изоляция газообразного водорода, отводимого из катодной камеры, от газообразного кислорода, отводимого из анодной камеры. В результате разделения камер минимизируется опасность образования взрывоопасных смесей водорода и кислорода, что исключает необходимость инертной газовой продувки, которая требуется при неразделенной ячейке.

Производство жидких ферратов на месте обеспечивает ресурсосбережение, так как исключаются дорогостоящие операции стабилизации, упаковки и транспортировки при получении сухих ферратов. По зарубежным оценкам технология производства ферратов для обеззараживания стоков является наиболее дешевой по сравнению с производством гипохлорита, обработкой ультрафиолетом и озоном как по

капитальным затратам, так и при эксплуатации и техническом обслуживании.

Разрабатываемые способ и техническое решение комплексного электролизного агрегата направлены на повышение энергоэффективности и ресурсосбережения. В целом исследования показали научную и практическую перспективность применения комплексного электролизного агрегата для одновременной выработки анолита для обеззараживания воды и феррата для обеззараживания стоков, принципов адаптивного управления электрохимическим синтезом в реакторах электролизеров и создания единой комплексной системы энергоэффективного управления агрегатом.

САУ КЭА обеспечивает контроль всех технологических параметров в ручном и автоматическом режимах. Основными управляемыми параметрами электролиза являются концентрация окислителя, напряжение, сила и плотность тока, температура, время электролиза, производительность и энергопотребление.

САУ осуществляет передачу на устройства КЭА управляющих сигналов, полученных с пульта оператора, сохранение архивных данных, сбор информации с датчиков и устройств, отображение полученных данных на пульте оператора, пуск, остановку и управление параметрами технологического процесса в автоматическом режиме, аварийную остановку КАЭ с подачей аварийного сигнала при возникновении нештатных или аварийных ситуаций.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 2874—82.** Вода питьевая. Гигиенические требования и контроль за качеством. М.: Изд-во стандартов, 1985.

2. **СанПиН 2.1.4.1074—01.** Питьевая вода. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем питьевого водоснабжения. Контроль качества: санитар.-эпидемиол. правила и нормативы. М. [б. и.], 2002.

3. **СанПиН 2.1.5.980—00.** Водоотведение населенных мест, санитарная охрана водных объектов. Гигиенические требования к охране поверхностных вод: санитарные правила и нормы. М. [б. и.], 2001.

4. **Removal** of selected endocrine disrupting chemicals (EDCs) and pharmaceuticals and personal care products (PPCPs) during ferrate (VI) treatment of secondary wastewater effluents / B. Yang, G.-G. Ying, J.-L. Zhao et. al. // Water Research. 2012. 46(7). P. 2194—2204.

5. **Sharma V. K.** Oxidation of inorganic compounds by ferrate (VI) and ferrate (V): One-electron and two-electron transfer steps // Environmental Science and Technology. 2010. 44(13). P. 5148—5152.

6. **Jiang J-Q.** Progress in the Development and Use of Ferrate Salt as An Oxidant and Coagulant for Water and Wastewater Treatment // Water Res. 2002. 36. P. 1397.

7. **May K.** Innotive ferrate (VI) technology in water and wastewater treatment // Proceedings of Internat. Symp. Prague: 2004. 157 p.

8. **Light S., Yu X.** Recent Advances in Fe(VI) Synthesis. In: Sharma V. K. Ferrates. Synthesis, Properties, and Applications in Water and Wastewater Treatment // American Chemical Society. 2008. P. 2—51.

9. **Пат. 2316477 Рос. Федерации:** МПК COIG 49/00. Способ получения феррата калия.

10. **Ступин Д. Ю.** Удаление Ni (II) из водных растворов в присутствии ЭДТА ферратом (VI) натрия // Журнал прикладной химии. 2004. № 8. С. 1327—1330.

11. **Проблема** создания комплексного электролизного агрегата для одновременного получения анолита для обеззараживания воды и феррата для обеззараживания стоков на месте их применения // Тез. междунар. форума "Крым Hi-Tech — 2014" / Редкол.: Г. Г. Родионова (отв. ред.) и др. М.: Изд-во ФГБНУ "НИИ — РИНКЦЭ". С. 281—283.

12. Группа компаний "СПЕЦМАШ" // Официальный сайт (http://www.specmach.ru/) [цит. 22.03.2016]

УДК 621.43:536.8:372.853

М. С. СТОЛБОВ, канд. техн. наук, В. В. ЭФРОС, д-р техн. наук (Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых), e-mail: mihai_stolbov@mail.ru; efros@bk.ru

Анализ и аналитическое описание идеального термотропного цикла ДВС

Предложена математическая модель идеального термотропного цикла, расширяющая представление о реальных рабочих процессах в двигателях.

Ключевые слова: двигатель, термотропный термодинамический процесс, процесс сжатие—расширение, термотропный идеальный цикл.

The mathematical model of ideal thermotropic cycle, extending the idea of real operating processes in engines, is suggested.

Keywords: engine, thermotropic thermodynamic process, compression-expansion process, thermotropic ideal cycle.

Курс технической термодинамики и теория рабочих процессов ДВС рассматривают три вида идеальных процессов: изохорный, изобарный и смешанный [1, 2], которые вследствие высокой степени идеализации неудовлетворительно отражают реальные процессы в ДВС. Поэтому была предложена модель идеального термотропного цикла, обобщающая классические идеальные циклы, которая включает в себя не только общеизвестные их характеристики, но и ряд новых элементов, уточняющих реальный процесс.

Термин "термотропный" (греч. therme — тепло; tropos — поворот, направление) предложен для

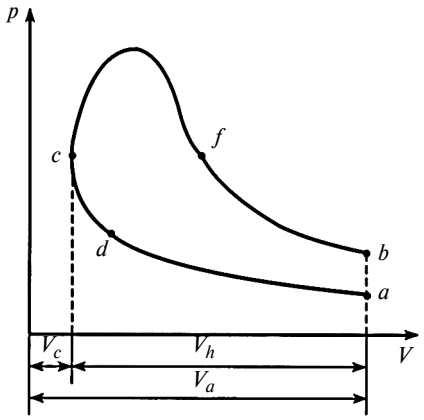


Рис. 1. Диаграмма замкнутого термотропного термодинамического цикла

данных процессов с учетом того, что их математические модели основаны на аналитических заданных характеристиках теплообмена между внешними источниками и рабочим телом.

На рис. 1 представлена индикаторная диаграмма идеального замкнутого термотропного цикла [3]. Диаграмма подвода теплоты (кривая *dcf*) построена на основании математической модели совмещенного термотропного процесса сжатие—расширение, который состоит из двух термотропных процессов: сжатия (участок *dc*) и расширения (участок *cf*) [4]. Цикл включает в себя также адиабатные процессы сжатия (участок *ad*), расширения (*fb*) и изохорный процесс отвода теплоты к холодному телу (*ba*).

Термотропный процесс обобщает классические термодинамические процессы и является их развитием. Уравнения термотропы и политропы получены интегрированием дифференциального уравнения первого закона термодинамики. Однако принципиальным отличием первого является то, что в его основу положен закон поступления теплоты к рабочему телу: $\mathrm{d}Q = Q_0\mathrm{d}x$, где Q и Q_0 — текущая теплота и теплота процесса; x — заданная функция теплообмена. Уравнение политропы: $\mathrm{d}Q_n = Mc_n\mathrm{d}T$, где M — масса рабочего тела; c_n — теплоемкость политропного процесса, T — температура.

В уравнении термотропного процесса применена функция политропного процесса, полученная приведением уравнения теплоты политропы к виду $x = Q_n/Q_{0n}$:

$$x = (V^{1-n} - V_1^{1-n})(V_2^{1-n} - V_1^{1-n})^{-1} = \\ = (\nu^{1-n} - \nu_1^{1-n})(\nu_2^{1-n} - \nu_1^{1-n})^{-1}, \qquad (1)$$

где V, V_1 и V_2 — абсолютные текущий, начальный и конечный объемы газа, ν, ν_1 и ν_2 — удельные текущий, начальный и конечный объемы, отнесенные к массе M; n — показатель политропы; при $\nu = \nu_1$ имеем $x = 0$, при $\nu = \nu_2$ имеем $x = 1$.

На рис. 2 показаны зависимости тепловыделения x (штриховая линия) в двигателе с воспламенением от искры и дизеле от относительного объема ν/ν_c, анализ которого показал, что расчетные значения по уравнению (1) удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными [5].

Уравнение термотропного процесса получено подстановкой в дифференциальное уравнение первого закона термодинамики первой производной функции (1). Использование зависимости политропного процесса обусловливает преемственность нового процесса относительно классической феноменологической термодинамики.

Термотропный процесс относится к процессам с переменной теплоемкостью $c_т$, при этом теплота Q_0 — величина независимая. В политропном процессе значение c_n — постоянное, а Q_{0n} однозначно определяется показателями процесса и рабочего тела. Последнее является серьезным недостатком политропной модели, так как в реальном ДВС Q_0 зависит только от количества топлива.

Текущее давление газа в термотропном процессе находим по формуле

$$p = p_1[(1 - A_T)(\nu/\nu_1)^{-k} + A_T(\nu/\nu_1)^{-m}], \qquad (2)$$

где A_T — постоянный коэффициент для данного процесса:

$$A_T = \frac{q_0(k-1)(1-m)}{RT_1(k-m)[(\nu_2/\nu_1)^{1-m} - 1]};$$

p_1 и T_1 — начальные давление и температура; q_0 — удельная теплота; k — отношение теплоемкостей рабочего тела при постоянном объеме к теплоемкости при постоянном давлении, не зависящее при идеальном цикле от температуры; m — показатель термотропного процесса, характеризующий интенсивность $\mathrm{d}x/\mathrm{d}\nu$ теплообмена между рабочим телом и внешним источником.

Анализ формулы (2) показал следующее:

давление в термотропном процессе представляет собой сумму двух парциальных составляющих — адиабатной и тепловой;

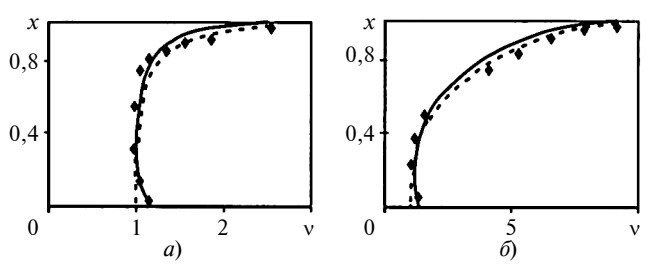


Рис 2. Расчетные зависимости по формуле (1) (----) и формулам (6) и (7) (——) и экспериментальные данные (точки) показателя тепловыделения от относительного объема ν для ДВС (*а*) и дизеля (*б*)

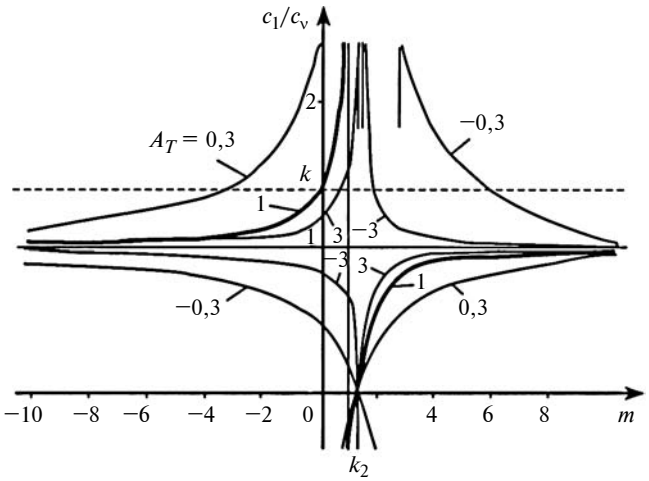


Рис. 3. Зависимости относительной теплоемкости c/c_v в начале расширения термотропного процесса от показателя m при разных значениях параметра A_T

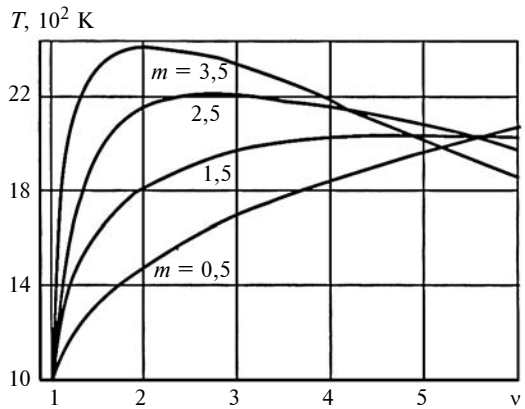


Рис. 4. Зависимость температуры T газа от относительного объема v при разных значениях показателя m

величина A_T — отношение теплоты Q_0 термотропного процесса к теплоте Q_{0n} политропного при $m = n$;

положительное значение A_T указывает на совпадение направлений потоков теплоты от внешнего источника в политропном и термотропном процессах расширения, отрицательное — на их противоположное направление;

политропный процесс является частным случаем термотропного процесса при $A_T = 1$ и $m = n$.

На рис. 3 приведена зависимость изменения отношения теплоемкости $c_т$ термотропного процесса к теплоемкости c_v газа при постоянном объеме в начальный момент процесса расширения ($c_т = c_{т1}$, $v = v_1$). Выделенные линии ($A_T = 1$) относятся к политропному процессу и известны в теории термодинамики. При $A_T \neq 1$ зависимости относительной теплоемкости $c_{т1}/c_v$ от абсолютной величины A_T подобны зависимости политропного процесса и располагаются во всем поле графика.

Разрывы функции $c_т/c_v = F(m)$ соответствуют максимальным температурам процессов.

Таким образом, термотропная модель (2) существенно расширяет область моделируемых реальных термодинамических процессов, теплота которых отличается от теплоты политропного процесса.

На рис. 4 показана зависимость изменения температуры рабочего тела от объема при термотропном расширении. Кривые температур имеют максимумы, которые при увеличении m соответствуют меньшим значений $v_{T\,max}$.

Та же закономерность наблюдается и для максимумов кривой давления, однако они имеют место при меньшем расширении, чем максимумы температуры ($v_{p\,max} < v_{T\,max}$).

Относительные объемы при максимальном давлении и максимальной температуре определяются выражениями:

$$v_{p\,max}/H_1 = [(k/m)(1 - A_T^{-1})]^{(k-m)^{-1}}; \quad (3)$$

$$v_{T\,max}/H_1 = [(k-1)(m-1)^{-1}(1 - A_T^{-1})]^{(k-m)^{-1}}. \quad (4)$$

Наличие максимальных температур и давлений в ходе расширения принципиально отличает термотропные процессы от политропных. Эта особенность позволяет с достаточным приближением моделировать газовые процессы при сгорании топлива.

Текущая удельная работа термотропного процесса определяется выражением

$$l = RT_1\{(1 - A_T)(1 - k)^{-1}[(v/v_1)^{1-k} - 1] + A_T(1 - m)^{-1}[(v/v_1)^{1-m}]\}. \quad (5)$$

Совмещенный процесс сжатие—расширение является непрерывным процессом, обусловленным теплоподводом к рабочему телу, который начинается при сжатии и заканчивается в ходе расширения. Характерный для них объем — минимальный.

Условием перехода процесса сжатия в процесс расширения в соответствии с выражением (1) является равенство функций $x_{сж} = x_{рас}$ и их первых производных $(dx/dv)_{сж} = (dx/dv)_{рас}$ в точке c (рис. 1).

На рис. 2 видно, что применение этих условий позволяют функциям $x = F(v)$ обеспечивать хорошее совпадение расчетных и экспериментальных зависимостей процесса тепловыделения.

В идеальном цикле термотропы сжатия и расширения имеют общий показатель m, характерным объемом является V_c, характерными паказателями процесса сжатие—расширение являются показатели начала подвода теплоты ($\theta = V_d/V_c$) и окончания ($\rho = V_f/V_c$).

Текущие давление и работу определяем по формулам (2) и (5):

при сжатии (участок *dc* диаграммы на рис. 1; диапазон относительных объемов $\theta \geq \nu/\nu_c \geq 1$):

$$p = p_\theta[(1 - A_{T1})(\nu/\nu_\theta)^{-k} + A_{T1}(\nu/\nu_\theta)^{-m}]; \qquad (6)$$

где p_θ — давление в момент начала теплоподвода (точка *d* на рис. 1); ν — текущий удельный объем, v_θ — удельный объем в точке *d*;

$$A_{T1} = \frac{q_0(k-1)(1-m)}{RT_\theta\theta^{m-1}(m-k)}(\theta^{1-m} + \rho^{1-m} - 2)^{-1};$$

при расширении (участок *cf*; $1 \leq \nu/\nu_c \leq \rho$):

$$p = p_c[(1 - A_{T2})(\nu/\nu_c)^{-k} + A_{T2}(\nu/\nu_c)^{-m}], \qquad (7)$$

где $A_{T2} = -A_{T1}\dfrac{p_\theta}{p_c}\theta^m$; p_c определяем по формуле (6) при $\nu = \nu_c$.

Значение показателя *m* в совмещенном процессе определяем по реальному тепловыделению, для разных двигателей *m* может составлять от 2 до 7.

Относительные объемы, при которых наступают максимальные давления и температуры, определяем для расширения по формулам (3) и (4) при $\nu_1 = \nu_c$ и $A_T = A_{T2}$.

Работа при сжатии составляет:

$$l_{T1} = RT_d\{(1 - A_{T1})(1 - k)^{-1}[(\nu/\nu_\theta)^{1-k} - 1] + \\ + A_{T1}(1 - m)^{-1}[(\nu/\nu_\theta)^{1-m} - 1]\}; \qquad (8)$$

при расширении:

$$l_{T2} = RT_c\{(1 - A_{T2})(1 - k)^{-1}[(\nu/\nu_c)^{1-k} - 1] + \\ + A_{T2}(1 - m)^{-1}[(\nu/\nu_c)^{1-m} - 1]\}. \qquad (9)$$

Общую работу совмещенного процесса — сумму работ при сжатии и расширении, получим подстановкой $\nu_1 = \nu_c$ в формулу (8) и $\nu_1 = \nu_\rho$ в формулу (9).

Показатели цикла. Термический КПД цикла определяем как

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\left(\frac{1-m}{k-m}\frac{\theta^{k-m} + \rho^{k-m} - 2}{\theta^{1-m} + \rho^{1-m} - 2}\right). \qquad (10)$$

Следовательно, параметрами, определяющими КПД идеального цикла, являются: степень сжатия ε; теплоемкость $c_т$ рабочего тела, зависящая от отношения *k*; показатель *m* совмещенного процесса; параметры θ и ρ.

Максимальный термический КПД находим при оптимальном значении θ, которое находим решением неявного уравнения:

$$\theta_\eta^{k-1} - \frac{(1-m)(\theta_\eta^{k-m} + \rho^{k-m} - 2)}{(k-m)(\theta_\eta^{1-m} + \rho^{1-m} - 2)} = 0. \qquad (11)$$

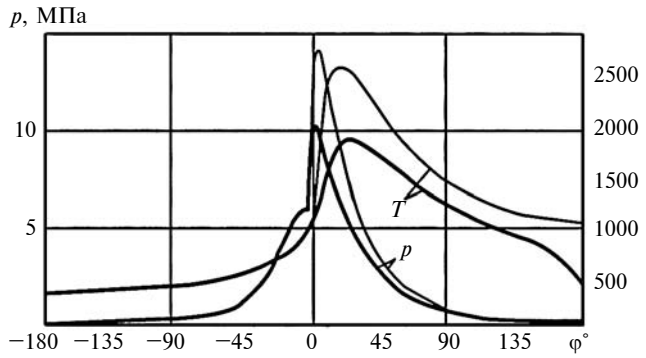


Рис. 5. Диаграммы давления *p* и температуры *T* реального (——) цикла дизеля Д-130Т с наддувом и расчетные диаграммы (——) идеального термотропного цикла

Среднее давление цикла находим по формуле

$$p_t = \frac{q_0 p_a \varepsilon}{RT_a(\varepsilon - 1)}\eta_t. \qquad (12)$$

Важным показателем действительного цикла ДВС является максимальная скорость изменения давления при сгорании топлива. В термотропной модели идеального цикла такими показателями являются:

средняя интенсивность изменения давления:

$$(\Delta p/\Delta\nu)_{cp} = (p_{\max} - p_\theta)[\nu_c(\theta + \rho - 2)]^{-1}. \qquad (13)$$

и интенсивность изменения давления в момент окончания сжатия:

$$(\mathrm{d}p/\mathrm{d}\nu)_c = p_\theta/\nu_c[(A_T - 1)k\theta^k - A_T m\theta^m]. \qquad (14)$$

Формулы (11—14) адекватно описывают термодинамический цикл ДВС.

На рис. 5 представлены реальные диаграммы давления и температуры для тракторного дизеля Д-130Т с наддувом и расчетные диаграммы идеального термотропного цикла, полученные по формулам (6), (7) и исходным данным: q_0 = 1,98 МДж/кг; p_a = 0,143 МПа; T_a = 362 К; θ = 1,07; ε = 16,5; ρ = 8; m = 5. Характер расчетных зависимостей совпадает с диаграммами реального процесса, а характерные объемы соответствуют максимальным давлениям и температурам.

Наиболее экономичный цикл ДВС обеспечивает при θ = 1,2, что несколько превышает реальное значение θ = 1,07, которое соответствует регулировке дизеля на наименьшую токсичность отработавших газов.

По формуле (10) получены значения термического КПД цикла ДВС при варьировании показателя θ и постоянных значениях остальных параметров: $\eta_т$ = 0,636 при θ = 1; $\eta_т$ = 0,647 при θ = 1,1; $\eta_т$ = 0,650 при θ = 1,2; $\eta_т$ = 0,643 при θ = 1,3, что подтверждает обоснованность уменьшения θ, которое обеспечивает снижение $\eta_т$ немного более 1 %.

УДК 621.9.02:531.782

А. С. ДУДАРЕВ, канд. техн. наук (ПНИПУ, г. Пермь), e-mail: ktn80@mail.ru

Комплекс для исследования осевого режущего инструмента[1]

Представлен испытательный комплекс для исследования показателей процесса обработки сверлами и фрезами с цилиндрическими хвостовиками с целью рационального выбора инструмента и оптимизации режима обработки для различных материалов.

Ключевые слова: комплекс, трение, сверление, фрезерование, режущий инструмент.

The test complex for research of indicators of processing by drills and mills with cylindrical shanks with the purpose of rational selection of a tool and optimization of processing mode for various materials is presented.

Keywords: complex, friction, drilling, milling, cutting tool.

При изготовлении деталей из конструкционных материалов используют режущий инструмент и, в частности, лезвийные или алмазно-абразивные концевые фрезы и сверла. Рекомендации производителей инструмента по их применению и назначению режима обработки не охватывают все операции технологических процессов и условия обработки многих материалов, и в частности полимерных композиционных материалов (ПКМ) [1].

Многообразие типов армирующих волокон, их ориентаций и матриц, используемых в ПКМ, а также методов изготовления позволяет создавать ПКМ с самыми разнообразными физико-механическими свойствами и разной обрабатываемостью, для определения которой разработано множество методов [2, 3].

Определение обрабатываемости материала на основании стойкостных испытаний режущего инструмента позволяет установить комплекс определяющих факторов, влияющих на процесс резания. Таким показателем является, например, истирающая способность, которая во многом зависит от состава и структуры материала.

Для стойкостных испытаний режущего инструмента созданы стенды, фиксирующие параметры износа и выходные характеристики процесса резания [2, 4—6].

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (договор № 02.G25.31.0016) в рамках реализации постановления Правительства № 218 "О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства".

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 82)

Идеальный термотропный цикл обобщает идеальные классические циклы, уравнения которых получают при $A_T = 1$, $m = n$ (что преобразует термотропы в политропы). Для изохорного цикла дополнительно имеем: $\nu_d/\nu_c = \nu_f/\nu_c = 1$, $p_f/p_d = \lambda$; для изобарного: $\nu_d/\nu_c = 1$, $\nu_f/\nu_c = \rho$, $p_f/p_d = 1$; для смешанного изохорно-изобарного цикла: $\nu_c/\nu_d = 1$, $\nu_f/\nu_c = \rho$, $p_f/p_d = \lambda$.

Для дальнейшего приближения к реальным циклам разработаны модели циклов: теоретического с учетом влияния тепловых потерь и расчетного с учетом зависимости показателя k от температуры и изменения состава рабочего тела.

Предложенная модель идеального термотропного цикла расширяет представление студентов, изучающих курсы классической термодинамики и теории ДВС, о реальных рабочих процессах в двигателях и рекомендуется для использования в учебном процессе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кавтарадзе Р. З.** Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. 720 с.

2. **Двигатели** внутреннего сгорания. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Т. Ю. Кричевская и др.; под ред. В. Н. Луканина, М. Г. Шатрова. М.: Высшая школа, 2005. 414 с.

3. **Столбов М. С.** Термодинамические основы характеристики тепловыделения в двигателе внутреннего сгорания // XII междунар. науч.-практ. конф. "Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей". Владимир: ВлГУ, 2010. С. 240—245.

4. **Столбов М. С., Эфрос В. В.** Новая модель термодинамического процесса // Сб. докладов XII науч.-техн. конф. "Транспорт, экология — устойчивое развитие". Варна: Эковарна, 2006. С. 115—120. URL: http://thermotrp.ru/novaya-model-termodinamicheskogo-processa/htm

5. **Иноземцев Н. В., Кошкин В. К.** Процессы сгорания в двигателях. М.: МАШГИЗ, 1949. 344 с.

Цель данной работы — создание комплекса для ускоренного испытания на стойкость концевого режущего инструмента с целью рационального выбора инструмента, режимов обработки и смазочно-охлаждающих технологических средств (СОТС) моделированием процесса, что позволяет исключить трудоемкие натурные испытания.

Обработка резанием осуществляется перемещением инструмента вдоль обрабатываемой поверхности с силовым воздействием, следовательно, имеется пара трения, работа которой характеризуется коэффициентом трения. Данный показатель определяет количество выделяющейся при резании теплоты, качество обработки и изнашивание инструмента.

Показатели процесса обработки, которые оцениваются на испытательном комплексе, можно разделить на две группы: первая — силовые (сила резания и ее составляющие) и триботехнические (коэффициент трения, истирающая способность); вторая — акустические и вибрационные показатели.

Комплекс включает в себя стенд и регистрирующую аппаратуру. Стенд спроектирован в программе Компас 3D V14 и состоит из универсального фрезерно-сверлильного станка Jet JMD-45FD с приспособлением для закрепления образцов. В патрон стенда устанавливают режущие инструменты с цилиндрическими хвостовиками диаметрами от 1 до 16 мм. Наибольшие размеры образца 100×140 мм. Для измерения таких силовых показателей, как осевая сила и крутящий момент в приспособлении для закрепления образца, установлены индуктивные датчики QWFK-8M (Великобритания). С помощью тензоусилителя Топаз-3М обеспечивается усиление сигнала от индуктивных датчиков. Далее цифровой сигнал передается на ЭВМ и обрабатывается в программе PowerGraph 3.3. В ходе эксперимента осуществляется контроль шероховатости обрабатываемой поверхности, которая во многом зависит от режима обработки.

Триботехнические характеристики взаимодействия режущего инструмента и образца определяются как соотношение тангенциальной и осевой составляющих силы резания с учетом коэффициента трения, который находят расчетным методом как отношение силы трения к нормальной силе, действующей на образец.

Параметры обработки делятся на параметры режима (регулируемые) и выходные параметры (контролируемые). К последним относится акустическая эмиссия, которую используют при регулировании процесса обработки в адаптивных системах, в частности при сверлении и фрезеровании [7]. В данном случае будем использовать акустическую эмиссию для диагностики параметров, обусловливающих появление и распространение акустических волн в обрабатываемом материале и окружающей среде.

Сигналы акустической эмиссии представляют собой упругие волны, возникающие при локальной динамической перестройке структуры обрабатываемого материала. Причины возникновения акустической эмиссии: ударное взаимодействие режущих граней, лезвий и алмазных зерен с заготовкой, трение при взаимодействии с инструментом.

Регистрация акустической эмиссии основывается на пьезоэлектрическом эффекте, позволяющем преобразовать деформацию поверхности в электрические сигналы. Для ее регистрации используют закрепляемый с помощью магнитной державки датчик — резонансный преобразователь на основе пьезокерамики ЦТС-19.

Спектральный анализ акустической эмиссии при сверлении и фрезеровании на разных режимах и сопоставление полученных результатов с показателями качества обработанных поверхностей позволяют выявить ряд информативных показателей, характеризующих процесс резания. Кроме того, испытательный комплекс позволяет оценивать виброустойчивость технологического процесса, которая во многом определяет качество обработки.

В ООО НПП "РОС" создан многоканальный анализатор Камертон для измерения вибраций (рис. 1), который работает в паре с пьезоэлектрическим датчиком вибраций ВД03А, закрепленным на магнитной державке. Диапазон рабочих частот 5÷5000 Гц. Диапазон измерения виброускорения — 0,5÷80 м/с^2, для виброскорости — 0,8÷100 мм/с.

Сверление осуществляли спиральным сверлом из быстрорежущей стали Р6М5 диаметром 3 мм и алмазными сверлами зернистостью 100/80 мкм или D107 (ГОСТ Р 53922—2010) диаметром 3 мм. Обрабатывали ПКМ углепластиком КМУ-11э при частоте вращения шпинделя n = 2500 мин$^{-1}$ и подаче S = 0,1 мм/об.

По результатам эксперимента построены диаграммы (рис. 2, 3), анализ вторых показал, что ал-

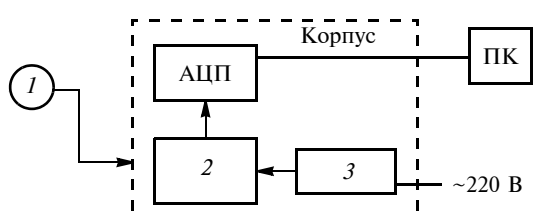


Рис. 1. Принципиальная схема испытательного комплекса на базе станка Jet JMD-45FD Milling machine:

1 — датчик; *2* — плата фильтров; *3* — модуль подзарядки; ПК — персональный компьютер

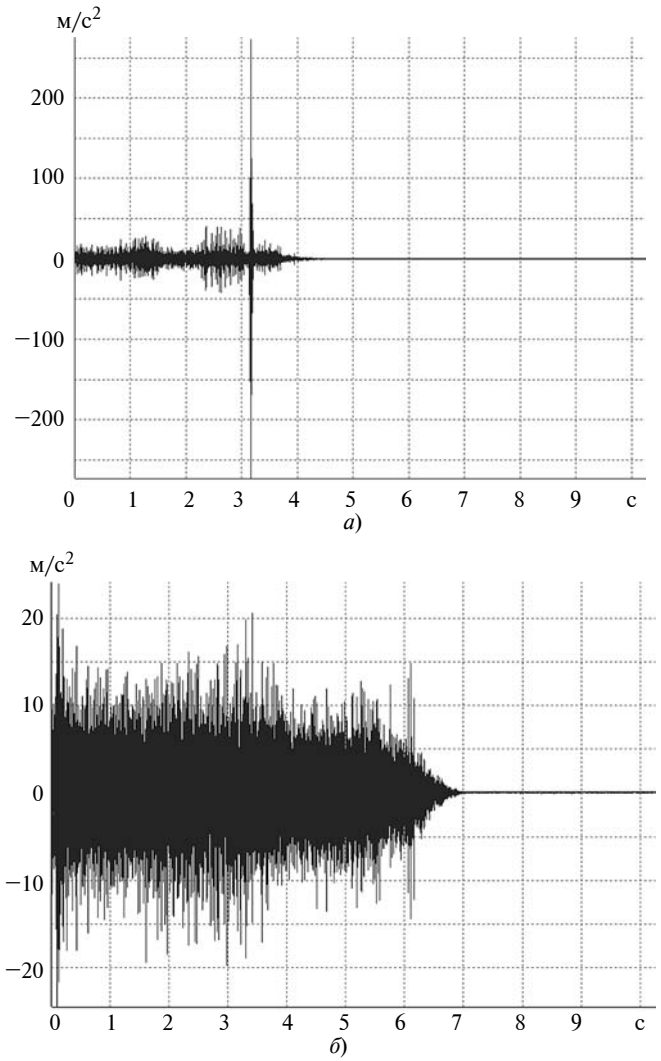


Рис. 2. Диаграммы вибраций при сверлении алмазным сверлом диаметром *D* = 3 мм (*а*) и сверлом из Р6М5 *D* = 3 мм (*б*)

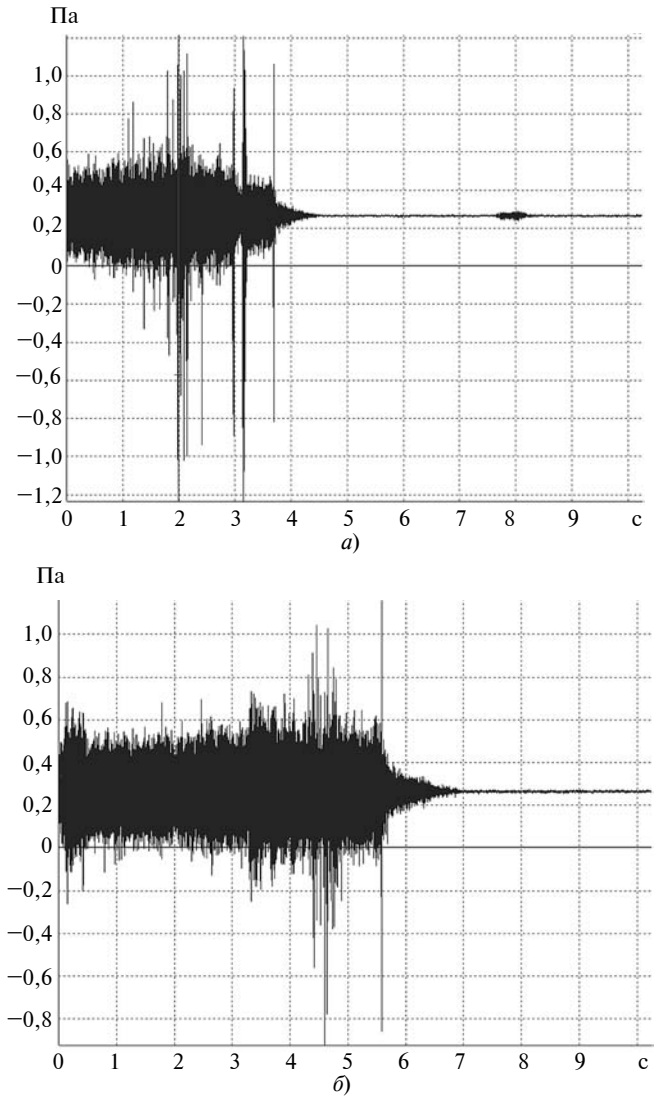


Рис. 3. Акустические диаграммы при сверлении алмазным сверлом *D* = 3 мм (*а*) и сверлом из Р6М5 *D* = 3 мм (*б*)

мазный инструмент обеспечивает более устойчивое резание. Анализируя диаграммы, полученные на разных режимах обработки, можно определить наиболее рациональные.

Разработанный испытательный комплекс можно использовать при технологической подготовке серийного производства изделий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дударев А. С.** Повышение эффективности и качества обработки отверстий на основе стабилизации процесса сверления изделий из полимерных композиционных материалов. Дисс. ... канд. техн. наук. Пермь: ПГТУ, 2009. 20 с.

2. **Стенд** для исследования износостойкости концевого режущего инструмента / А. С. Дударев, И. А. Бакунов, В. И. Свирщёв и др. // XIV междунар. конф. "Трибология и надежность". СПб.: НИУ ИТМО, 2014. 327 с.

3. **Иванов О. А.** Повышение эффективности лезвийной обработки композиционных углепластиков на основе учета их физико-механических характеристик. Дис. ... канд. техн. наук. СПб.: Санкт-Петербургский институт машиностроения, 2006. 22 с.

4. **Беломытцев О. М., Ханов А. М.** Лаборатория триботехники в ПГТУ // Междунар. науч.-техн. конф. "Перспективные процессы и технологии в машиностроительном производстве". Пермь: ПГТУ, 2005. 179 с.

5. **Испытательная** техника: Справочник / Под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 1982. Кн. 1. 528 с.

6. **Трибология:** Международная энциклопедия. Т. 2. Машины, стенды и устройства для трибоиспытаний, включая английские выражения / Под ред. К. Н. Войнова. СПб.: Анима, 2011. 256 с.

7. **Балыков А. В.** Повышение эффективности обработки отверстий в деталях из хрупких неметаллических материалов на основе алмазного сверления. Дис. ... д-ра техн. наук. М.: МГТУ "СТАНКИН", 2004. 44 с.