



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

5
2020

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(499) 269-51-98

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 ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций

Учредитель: **А.И. Савкин**

Индекс: **27841** ("Пресса 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

Главный редактор **А.И. САВКИН**

Заместитель главного редактора
Е.А. БОГОЛЮБОВА

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, **Сычев А.П.**, канд. физ.-мат. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Любимов А. К., Ермолаев А. И., Иляхинский А. В. — Исследование амплитудно-частотных характеристик магнеторелогических гидроопор при действии широкополосной случайной вибрации	3
Абдеев Б. М., Гурьянов Г. А., Клименко Е. А. — Обобщенная механико-математическая модель при оптимизации двухопорных валов минимальной материалоемкости	8
Махутов Н. А., Гадолина И. В., Лебединский С. Г., Оганьян Э. С., Баутин А. А. — Моделирование случайной последовательности экстремумов нагрузок для испытаний на усталость при нерегулярном нагружении	13
Иванов К. М., [Данилин Г. А.], Винник П. М., Ремшев Е. Ю., Расулов З. Н. — Критерий приближенной монотонности процесса деформирования	20
Мамити Г. И., Льянов М. С., Сланов С. А. — Функциональный расчет барабанных тормозов автомобилей и мотоциклов	26
Юшин Е. С., Быков И. Ю. — Аналитическая оценка прогнозных показателей эксплуатационной надежности установок электроцентробежных насосов на основе эмпирических наблюдений за их отказами	31
Лавров И. В., Кочетыгов А. А., Бардушкин В. В., Сычев А. П., Яковлев В. Б. — Прогнозирование эффективной теплопроводности многокомпонентных трибокомпозигов с учетом контактного термосопротивления между включениями и матрицей	36
Блохин М. А., Подлесный Д. А. — Автоматизация процесса и повышение эффективности многоопильного оборудования с круговым поступательным движением полотен	41
Галышев Ю. В., Добрецов Р. Ю., Поршнева Г. П., Сахарова Е. Г., Увакина Д. В., Войнаш С. А. — Разработка шасси беспилотного трактора для точного земледелия	47
Чумакова Л. А. — Расчет внешних нагрузок в приводе клетки редукционного стана	53

Gordeev B. A., Okhulkov S. N., Lyubimov A. K., Ermolaev A. I., Ilyakhinskiy A. V. — Research of the amplitude-frequency characteristics of magnetorheological hydromounts under the influence of broadband random vibration	3
Abdeev B. M., Gur'yanov G. A., Klimenko E. A. — Generalized mechanical-mathematical model for optimization of two-bearing shafts of minimal material consumption	8
Makhutov N. A., Gadolina I. V., Lebedinskiy S. G., Ogan'yan E. S., Bautin A. A. — Modeling a random sequence of extremes of loads for fatigue tests under irregular loading	13
Ivanov K. M., [Danilin G. A.], Vinnik P. M., Remshev E. Yu., Rasulov Z. N. — A criterion for the approximate monotonicity of the deformation process	20
Mamiti G. I., L'yanov M. S., Slanov S. A. — Functional calculation of drum brake of automobiles and motorcycles	26
Yushin E. S., Bykov I. Yu. — Analytical assessment of predicted operational reliability indicators for electric centrifugal pump installations based on empirical observations of their failures	31
Lavrov I. V., Kochetygov A. A., Bardushkin V. V., Sychev A. P., Yakovlev V. B. — Prediction of effective thermal conductivity of multicomponent tribocomposites taking into account contact thermal resistance between inclusions and matrix	36
Blokhin M. A., Podlesniy D. A. — Automation of the process and increasing the effectiveness of multi-saw equipment with circular translational movement of blades	41
Galyshv Yu. V., Dobretsov R. Yu., Porshnev G. P., Sakharova E. G., Uvakina D. V., Voynash S. A. — Development of an unmanned tractor chassis for precision farming	47
Chumakova L. A. — A calculation of the external loading is in the drive of cage of reduction figure	53

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

MANUFACTURING ENGINEERING

Алешин Н. П., Григорьев М. В., Крысько Н. В., Кусий А. Г. — Моделирование взаимодействия пучка упругих колебаний с поверхностью объекта при акустическом неразрушающем контроле	55
Недолужко А. И., Котесова А. А. — Разгонные течения псевдопластических и дилатантных неньютоновских жидкостей в прямых трубопроводах	57
Мураткин Г. В., Сарафанова В. А. — Правка валов поверхностным пластическим деформированием с упругим изгибом заготовки в процессе обработки	62
Певзнер М. З., Смертин С. А. — Особенности фрезерования проката и методы его совершенствования	67
Леванцевич М. А., Пилипчук Е. В., Максимченко Н. Н., Белевский Л. С., Дема Р. Р. — Применение планирования эксперимента для выбора оптимальных режимов электродеформационного плакирования гибким инструментом	71
Лебединский К. В., Курносов Н. Е. — Установка для получения сферических порошков металлов для аддитивных технологий	77

Aleshin N. P., Grigor'ev M. V., Krysk'o N. V., Kusi'y A. G. — Modeling the interaction of a beam of elastic vibrations with the surface of an object under acoustic non-destructive testing	55
Nedoluzhko A. I., Kotesova A. A. — Accelerating flows of pseudo-plastic and dilatant non-newtonian fluids in straight pipelines	57
Muratkin G. V., Sarafanova V. A. — Dressing of shafts by surface plastic deformation with elastic bending of a billet at machining process	62
Pevzner M. Z., Smertin S. A. — Features of rolled billets milling and methods for its improvement	67
Levantsevich M. A., Piliptsuk E. V., Maksimchenko N. N., Belevskiy L. S., Dema P. P. — Application of experimental design for selection of optimal modes of electro-deformation cladding with a flexible tool	71
Lebedinskiy K. V., Kurnosov N. E. — Installation for producing of spherical metal powders for additive technologies	77

Обработка материалов без снятия стружки

Chipless processing of materials

Белан Д. Ю., Тодер Г. Б., Аверков К. В., Титов Ю. В. — Пластическое деформирование пластин коллектора при ремонте электродвигателя	79
Швецов А. Н., Скуратов Д. Л. — Влияние параметров алмазного выглаживания на состояние обработанного поверхностного слоя заготовок из высокопрочной стали 30XГCH2A-BД	82

Belan D. Yu., Toder G. B., Averkov K. V., Titov Yu. V. — Plastic deformation of collector plates at electric motor repair	79
Shvetsov A. N., Skuratov D. L. — Effect of diamond burnishing parameters on the state of the processed surface layer of billets made of high-strength "30XГCH2A-BД" steel	82

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

TECHNICAL INFORMATION

Косых А. А., Рубахин А. И. — Машиностроительные активы в системе технического обслуживания и ремонта оборудования компании "Группа НЛМК"	87
--	----

Kosykh A. A., Rubakhin A. I. — Machine-building assets in the system of technical maintenance and repair of equipment of the NLMK Group company	87
---	----

Технический редактор Т. А. Шацкая
Корректор Е. В. Комиссарова

Сдано в набор 28.02.2020. Подписано в печать 18.04.2020.
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.*

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК. 621.752.3

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-5-3-7

Б. А. ГОРДЕЕВ, д-р техн. наук, С. Н. ОХУЛКОВ, канд. физ.-мат. наук (Ин-т проблем машиностроения РАН, Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), А. К. ЛЮБИМОВ, д-р физ.-мат. наук (Нижегородский ГУ им. Н. И. Лобачевского), А. И. ЕРМОЛАЕВ, А. В. ИЛЯХИНСКИЙ (Ин-т проблем машиностроения РАН, г. Нижний Новгород), e-mail: gord349@mail.ru; oxulkovs@mail.ru

Исследование амплитудно-частотных характеристик магнито-реологических гидроопор при действии широкополосной случайной вибрации¹

Приведены результаты исследования амплитудно-частотных характеристик магнито-реологических гидроопор на вибростенде Star28, генерирующем широкополосную случайную вибрацию. Определен линейный участок на статической характеристике магнито-реологических гидроопор, испытанных с различными нагрузками.

Ключевые слова: статическая нагрузка, линейный участок, рабочая точка, широкополосная случайная вибрация, амплитудно-частотные характеристики, спектральная плотность, белый шум.

The results of a study of the amplitude-frequency characteristics of magnetorheological hydromounts on a Star28 vibrating stand generating broadband random vibration are presented. A linear section was determined on the static characteristic of magnetorheological hydromounts, tested with different loads.

Keywords: static load, linear section, operating point, random broadband vibration, amplitude-frequency characteristics, spectral density, white noise.

Вопросы снижения уровней вибрации и шумов с течением времени становятся все более актуальными, что побуждает научно-исследовательские организации разрабатывать все более совершенные и надежные средства виброзащиты [1–3]. Разработка принципиально новых активных средств виброзащиты прецизионных приборов и машин неразрывно связана с проведением их виброиспытаний, максимально приближенных к условиям эксплуатации [4, 5]. В настоящее время наиболее перспективными средствами виброзащиты являются магнито-реологические гидроопоры (МР-гидропо-

ры) [6, 8]. Виброиспытаниям подвергались вновь разработанные МР-гидропоры ОГМ-95 с рабочей магнито-реологической жидкостью MR Fluid MRF-132DG.

Проведение виброиспытаний МР-гидропор ОГМ-95 требует особых условий. Прежде всего необходимо определить границы линейного участка нагрузочной характеристики МР-гидропоры ОГМ-95 и зависимость ее деформации от приложенной силы. Затем выбрать рабочую точку в центре найденного прямолинейного участка. Это значит, что при установке МР-гидропоры на испытательном стенде статическая нагрузка должна соответствовать выбранной рабочей точке.

Статические испытания МР-гидропоры ОГМ-95 были проведены на универсальной испытательной машине фирмы Tinius Olsen Ltd модели H100KU с наибольшей предельной нагрузкой 100 кН и погрешностью измерения нагрузки 0,5 % (рис. 1).



Рис. 1. Испытания на нагружение МР-гидропоры ОГМ-95 (поз. 1) на универсальной испытательной машине фирмы Tinius Olsen Ltd модель H100KU (поз. 2)

¹ Работа выполнена по теме государственного задания ИПФ РАН на проведение фундаментальных научных исследований на 2013–2020 гг. № 0035-2014-0402 (госрегистрация № 01201458047).

В результате испытаний МР-гидропоры ОГМ-95 были определены начальный и конечный участки ее линейной статической характеристики при нагрузках соответственно $\approx 0,130$ кН и $\approx 1,125$ кН (рис. 2). На линейном участке статической характеристики МР-гидропоры ОГМ-95 выбрана рабочая точка, соответствующая нагрузке $F = 0,5$ кН, относительно которой проводились динамические испытания на вибростенде Star28 (рис. 3).

Энергия колебаний, действующих на МР-гидропоры при широкополосной случайной вибра-

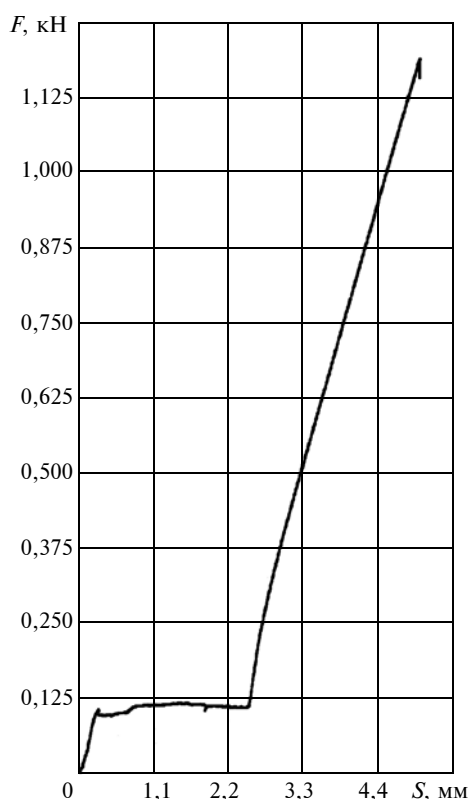


Рис. 2. Статические характеристики МР-гидропоры ОГМ-95 при нагрузке $F = 1,19$ кН при давлении $p = 9,9$ МПа (S — перемещение)



Рис. 3. Вибростенд Star28 для проведения испытаний четырех МР-гидропор ОГМ-95 (поз. 1) под нагрузкой $F = 0,5$ кН при действии ШСВ

ции (ШСВ), сосредоточивается в области собственных частот испытываемых гидропор [4, 5]. Анализ спектров входных и выходных сигналов при виброиспытаниях МР-гидропор позволяет заключить, соответствует ли проведенное испытание линейной характеристике данной испытываемой МР-гидропоры.

Таким образом, анализ спектральных плотностей и виброускорений входных и выходных вибросигналов дает возможность выявить АЧХ испытываемых гидропор. Воздействие на МР-гидропоры ШСВ позволяет установить кроме АЧХ собственные частоты нагруженных гидропор [4, 5].

Проведение испытаний МР-гидропор на ШСВ

При испытании четырех МР-гидропор ОГМ-95 на действие ШСВ при статической нагрузке $F = 0,5$ кН на вибростенде Star28 (см. рис. 3) деформация обечайки МР-гидропоры составляла 3,3 мм и соответствовала рабочей точке, находящейся в центре линейного участка статической характеристики.

Конструкция вибростенда Star28 обеспечивает случайные колебания рабочего стола с шестью степенями свободы, имитирующие белый шум. Возбуждение стола обеспечивают восемь пневматических вибраторов, каждый из которых генерирует псевдослучайное нагружение вибростенда в диапазоне частот от $20 \div 6500$ Гц. Среднеквадратичные виброускорения (СКО) могут принимать значения $(3 \div 30)g$, где g — ускорение свободного падения. Допустимая максимальная масса для испытываемого объекта на вибростенде Star28 составляет 227 кг. Входящее в состав стенда программное обеспечение предоставляет возможность задания программы (истории) нагружения вибростенда, т. е. закона изменения значения СКО в процессе испытаний. С помощью датчиков ускорения (ДУ) программа нагружения осуществляет контроль за точностью реализации СКО, находит численную оценку спектральной плотности, выполняет визуализацию реализаций во времени значений ускорения и скорости, а также определяет ряд других характеристик.

Указанная информация определяется для каждого ДУ. Общее число каналов, к которым подключаются датчики, в данной версии стенда равно двум (на входе и выходе гидропор). ДУ модели 3030В4 позволяют проводить измерения в диапазоне частот $2 \div 10\,000$ Гц, резонансная частота датчиков — 30 кГц, максимальное значение вибрации до 1000g (СКО).

В связи с тем что вибростенд Star28 реализует ШСВ в диапазоне частот $2 \div 10\,000$ Гц, входные вибросигналы МР-гидропор можно представлять в виде нормального гауссовского шума.

Гауссовский шум можно с определенной вероятностью представить через мгновенное значение $x(t)$,

попадающее в произвольно выбранный интервал значений от x_1 до $x_1 + \Delta x$, вероятность P которого определяется из выражения [9]:

$$P[x_1 \leq x(t) \leq x_1 + \Delta x] = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{\tau} \sum_{i=1}^n \Delta t_i \right), \quad (1)$$

где $\sum_{i=1}^n \Delta t_i$ — суммарная продолжительность нахождения амплитуды вибросигналов в интервале от x_1 до $x_1 + \Delta x$ за время τ наблюдения.

При $\tau \rightarrow \infty$ уравнение (1) описывает вероятность любого события (положение стола вибростенда).

Так как вероятность P зависит от ширины Δx , то используют величину, называемую плотностью вероятности данного положения стола вибростенда:

$$f(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{P[x_1 \leq x(t) \leq x_1 + \Delta x]}{\Delta x}.$$

При анализе случайной вибрации в частотной области используют дисперсии δ амплитуды гармонических составляющих. Дисперсия δ^2 , отнесенная к рассматриваемой полосе Δf частот, называется спектральной плотностью [9].

$$S(f) = \delta^2 / \Delta f.$$

Среднее значение дисперсии случайной вибрации в полосе частот $f_1 \div f_2$ можно измерять, подставляя эту вибрацию на вход полосового спектра с узкой полосой пропускания и усредняя возведенную в квадрат функцию на выходе фильтра [4, 5].

Широкополосную случайную вибрацию можно представить и в другом виде — как сумму квазидетерминированной вибрации и вибрационного шума [9–11].

Составляющие вибрации представляются в виде:

$$x(t) = s(t) + n(t), \quad (2)$$

где $s(t)$ — квазидетерминированный сигнал, создаваемый компрессором вибростенда; $n(t)$ — стационарный нормальный шум с нулевым средним значением и среднеквадратическим значением σ_n , задаваемым программой виброиспытаний.

Если гармоническая составляющая от компрессора и шум статистически независимы и комбинируются аддитивно, то плотность вероятности суммарной вибрации (2) определяется выражением [10, 11]:

$$\begin{aligned} p(x) &= \int_{-\infty}^{\infty} p(s)p(x-s)ds = \\ &= \frac{1}{\delta_n \pi \sqrt{2\pi}} \int_0^{\pi} \exp \left[-\frac{(x - A_0 \cos \psi)^2}{2\sigma_n^2} \right] d\psi. \end{aligned}$$

Здесь $\cos \psi = s/A_0$, где A_0 — постоянное нулевое среднее значение сигнала $s(t)$.

Этот результат распространяется на случай, когда гармоническая составляющая имеет фиксированную фазу.

Вследствие статистической независимости корреляционная функция и спектральная плотность суммарной вибрации равны корреляционным функциям и спектральным плотностям слагаемых соответственно [10]:

$$K_x(\tau) = K_s(\tau) + K_n(\tau);$$

$$G_x(\omega) = G_s(\omega) + G_n(\omega).$$

Плотность вероятности огибающей $A(t)$ описывается законом Райса [11]:

$$p(A) = \frac{A}{\sigma_n^2} \exp \left(-\frac{A^2 + A_0^2}{2\sigma_n^2} \right) J_0 \left(\frac{AA_0}{\sigma_n^2} \right), \quad A \geq 0,$$

где $J_0 \left(\frac{AA_0}{\sigma_n^2} \right)$ — модифицированная функция Бесселя нулевого порядка от мнимого аргумента [11].

Если гармоническая составляющая отсутствует, то распределение Райса переходит в распределение Релея [11].

Широкополосная случайная вибрация может содержать несколько составляющих [9, 12, 13]:

$$x_2(t) = \sum_{i=1}^n A_i \sin[\omega_i t + \varphi_i(t)] + n_2(t).$$

Перемещение стола вибростенда относительно пола определяется по формуле [4]:

$$d = S_i - \frac{S_i m_\Sigma}{m_\Sigma + m_k}, \quad i = 1, 2, 3,$$

где d — допустимое перемещение (размах); m_Σ — общая подвижная масса; m_k — масса корпуса; $S_1 = 26$ (25,4) мм — номинальное перемещение; $S_2 = 39$ (38) мм — максимальное перемещение; $S_3 = 52$ (50,8) мм — перемещение стола вибратора [5].

Измерения параметров вибрации входного и выходного вибросигналов четырех МР-гидроопор под нагрузкой $F = 0,3$ кН на вибростенде Star28 (см. рис. 3) проводились с целью выявления их функциональных возможностей с помощью анализатора спектра ВИБРАН-2 [14]. На основании полученных данных с помощью пакета Microsoft Office Excel были рассчитаны АЧХ МР-гидроопор, которые определяют степень эффективности их работы. Значения ординат АЧХ определяются для каждой исследуемой гармоники

$$\Delta = 20 \lg(U_{\text{ВЫХ}}/U_{\text{ВХ}}) = 20 U_{\text{ВЫХ}} - 20 U_{\text{ВХ}}, \text{ дБ},$$

где $U_{вх}$, дБ, соответствует СКО входного вибросигнала, m/c^2 , $U_{вых}$, дБ, соответствует СКО выходного вибросигнала, m/c^2 .

На спектрограммах, приведенных на рис. 4, представлены полученные экспериментально спектральные плотности белого шума по ускорению вибростола для входного и выходного вибросигналов МР-гидроопор ОГМ-95 при входном СКО $50 m/c^2$.

Из данных спектрограмм следует, что входной сигнал белого шума, представленный в частотной области, превышает выходной (демпфированный) в среднем на 30 дБ.

На рис. 5 приведена АЧХ МР-гидроопор, вычисленная с помощью пакета Microsoft Office Excel при входном СКО $50 m/c^2$. Из данной АЧХ следует, что среднее демпфирование входного белого шума МР-гидроопорами ОГМ-95 соответствует 30 дБ, что было установлено при анализе спектрограмм, приведенных на рис. 4.

На спектрограммах, приведенных на рис. 6, представлены спектральные плотности белого шума по ускорению вибростола для входного и выходного вибросигналов МР-гидроопор ОГМ-95 при входном СКО $100 m/c^2$. Из данных спектрограмм

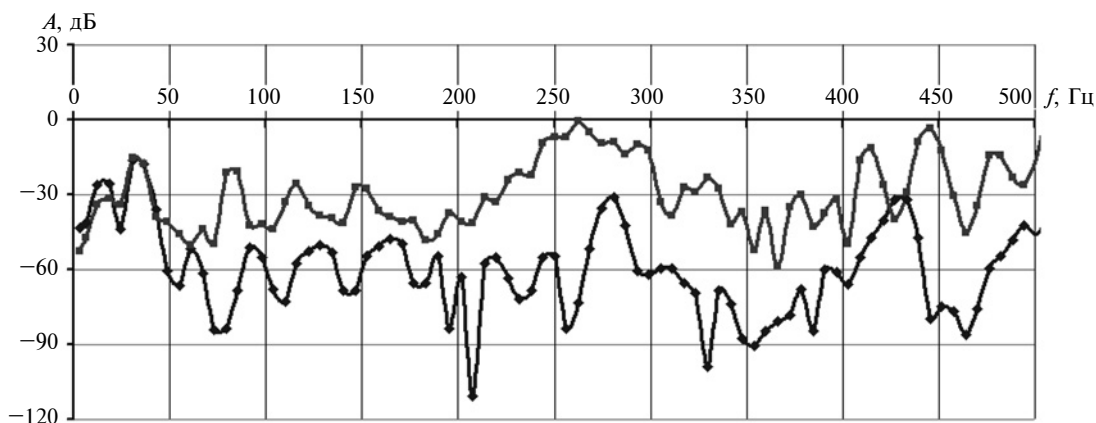


Рис. 4. Спектральные плотности белого шума по ускорению вибростола для входного (—■—) и выходного (—◆—) вибросигналов МР-гидроопор ОГМ-95 при входном СКО $50 m/c^2$

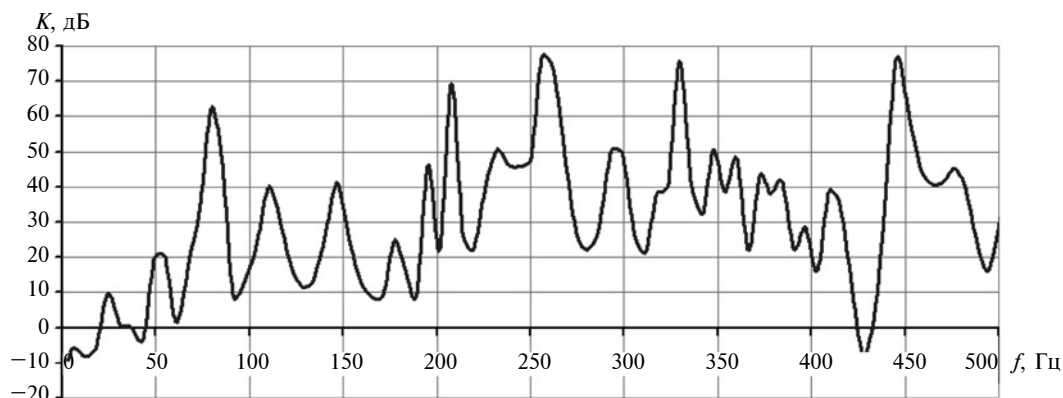


Рис. 5. Вычисленные АЧХ гидроопор ОГМ-95 при входном СКО $50 m/c^2$

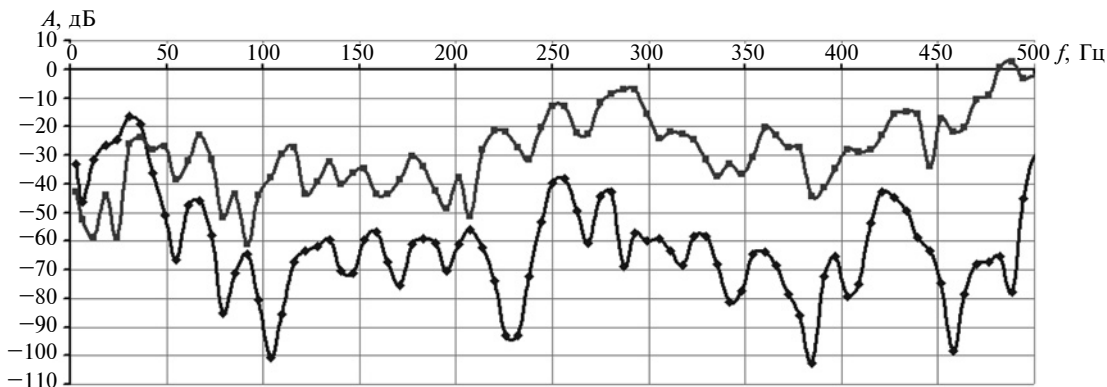


Рис. 6. Спектральные плотности белого шума по ускорению вибростола для входного (—■—) и выходного (—◆—) вибросигналов МР-гидроопор ОГМ-95 при входном СКО $100 m/c^2$

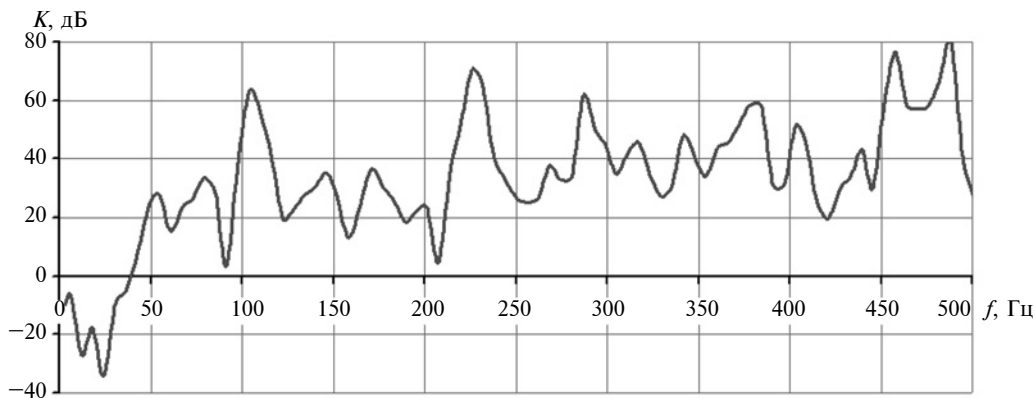


Рис. 7. Вычисленные АЧХ гидроопор ОГМ-95 при входном СКО 100 м/с²

следует, что входной сигнал белого шума, представленный в частотной области, превышает выходной (демпфированный) в среднем на 40 дБ.

На рис. 7 приведена АЧХ МР-гидроопор, вычисленная с помощью пакета Microsoft Office Excel при входном СКО 100 м/с². Из данной АЧХ следует, что среднее демпфирование белого шума МР-гидроопорами ОГМ-95 соответствует 40 дБ, что было установлено при анализе спектрограмм, приведенных на рис. 6.

Анализ спектральных плотностей белого шума по ускорению вибросигналов, приведенных на рис. 4 и 6, показывает, что в выходных сигналах (демпфированных) не появляются новые высокочастотные гармоники, по сравнению с входными вибросигналами. Следовательно, критерий выбора рабочей точки на статической характеристике МР-гидроопор ОГМ-95 (см. рис. 2) оказался верным. Заполнение МР-гидроопор магнитореологической жидкостью повышает эффективность их работы в среднем на 10 дБ по сравнению с обычными гидроопорами с рабочей жидкостью типа АМГ-10 [8, 15].

Заключение

В результате исследований выявлена необходимость проведения предварительных статических испытаний МР-гидроопоры ОГМ-95 с целью выбора оптимальной рабочей точки на ее статической характеристике для исключения нелинейных искажений выходных демпфированных вибросигналов. Нелинейные искажения не обнаружены, а погрешность измерения спектрограмм не превышала 5 % [14, 16].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Системы** виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б. А. Гордеев, В. И. Ерофеев, А. В. Синева, О. О. Мугин. М.: Физматлит, 2004. 175 с.
2. **Вибрации в технике**. Справочник в 6 т. / Под общ. ред. В. Н. Челомея. М.: Машиностроение, 1980. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф. М. Диментберга и К. С. Колесникова. 1980. 544 с.
3. **Astashev V. K., Babitsky V. I., Kolovsky M. Z.** Dynamics and Control of Machines. Berlin: Springer, 2000. 233 p.
4. **Берендеев Н. Н., Жидков А. В., Любимов А. К.** Экспериментально-расчетная методика определения собственных частот конструкции // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. 2010. № 1. С. 144—151.
5. **Любимов А. К.** Определение собственных частот конструкции с использованием трехмерного случайного воздействия // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. 2011. № 4 (2). С. 214—216.
6. **Пат. 2407029 Рос. Федерации:** МПК F16F13/08, F16F13/30 Гидравлическая виброопора.
7. **Моделирование** динамики гидроопоры с инерционным гидравлическим преобразователем при ударных воздействиях / А. Е. Шохин, Г. Я. Пановко, А. Н. Брысин, А. Н. Никифоров // Машиностроение и инженерное образование. 2013. № 4 (37). С. 63.
8. **Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Злобин П. А.** Демпфирующие характеристики тросовых виброизоляторов и гидроопор // Вестник машиностроения. 2016. № 11. С. 18—23.
9. **Лопатин В. Ф.** Теория передачи сигналов: учеб. пособие. Ч. 1. Ростов н/Д: Рост. гос. ун-т путей сообщения, 2000. 96 с.
10. **Куликов Е. И.** Методы измерения случайных процессов. М.: Радио и связь, 1986. 272 с.
11. **Яковлева Т. В.** Условия применимости статистической модели Райса и расчет параметров райсовского сигнала методом максимума правдоподобия // Компьютерные исследования и моделирование. 2014. Т. 6. № 1. С. 13—25.
12. **Асташев В. К.** О новых направлениях использования явления резонанса в машинах // Интернет-журнал "Вестник научно-технического развития": www.vntr.m № 8 (48). 2011. С. 10—15.
13. **Бабицкий В. И., Крупенин В. Л.** Колебания в сильно нелинейных системах. М.: Наука, 1985. 384 с.
14. **Виброанализатор-регистратор** портативный ВИБРАН-2 // Руководство по эксплуатации РЭ 4277-002-76596538-05. М.: Группа "ИНТЕРПРИБОР" ООО "ПКФ Цифровые приборы", 2016. 47 с.
15. **Демпфирование** вибрации на резонансных частотах электротехнических комплексов и систем / Р. М. Айбиндер, Б. А. Гордеев, С. Н. Охулков и др. // Вестник машиностроения. 2017. № 1. С. 7—14.
16. **К вопросу** измерения перемещений магнитореологического трансформатора ударных нагрузок волновыми методами / Б. А. Гордеев, Е. Г. Иванов, С. Н. Охулков, В. В. Бугайский // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 1. С. 88—92.

Б. М. АБДЕЕВ, Г. А. ГУРЬЯНОВ, кандидаты технических наук, Е. А. КЛИМЕНКО
(Восточно-Казахстанский ГТУ им. Д. Серикбаева, Республика Казахстан, г. Усть-Каменогорск),
e-mail: klm221@mail.ru

Обобщенная механико-математическая модель при оптимизации двухопорных валов минимальной материалоемкости

Разработана универсальная теория решения оригинальных задач прикладной механики по определению рациональных геометрических параметров двухопорных трехступенчатых валов наименьшего объема с двумя насадками, охватывающих три модификации рассматриваемой конструкции. Модель процесса оптимизации доведена до расчетного алгоритма и проиллюстрирована характерным численным примером.

Ключевые слова: оптимизация, условие прочности, минимальный объем, экстремум, целевая функция.

A universal theory of solving the original problems of applied mechanics was developed to determine the rational geometric parameters of two-bearing three-stage shafts of the smallest volume with two nozzles, covering three modifications of the design under consideration. The optimization process model is brought to the calculation algorithm and is illustrated by a characteristic numerical example.

Keywords: optimization, strength condition, minimum volume, extremum, objective function.

Требования к современным конструкциям технологических машин и механизмов многообразны. С одной стороны, необходимо обеспечить их достаточную надежность, а с другой — добиться наилучшего функционального предназначения и максимального снижения расхода материала [1]. Именно этими причинами и объясняется стремительное развитие в настоящее время экономико-математических методов расчета оптимальных технических систем, удовлетворяющих условиям прочности, жесткости и устойчивости [1—3]. Библиография по данному прогрессивному научному направлению, лежащему на стыке механики деформируемого твердого тела и теории оптимального управления [2—4], насчитывает сотни наименований и поэтому не случаен повышенный интерес инженеров-конструкторов и расчетчиков к обсуждаемой здесь актуальной проблемной тематике.

В машиностроении, авиации, судостроении и приборостроении наибольшее распространение получили прямолинейные стальные валы в форме тел вращения, передающие не только крутящие моменты (торсионные валы—рессоры), но и радиальные поперечные нагрузки [4]. При этом гладкие валы часто заменяют ступенчатыми по эксплуатацион-

но-технологическим и экономическим соображениям.

Данная научно-теоретическая работа, являющаяся продолжением исследований [5], посвящена обобщению авторских решений [5, 6] оптимизационной классической задачи [2] на определение относительного экстремума $V_{\min} = V(x_{01}, x_{02}, x_{03}, y_{01}, y_{02}, z_{01}, z_{02})$ целевой функции объема трехступенчатых валов длиной L (рис. 1):

$$V = V(x_i, x_3, y_i, z_i) = 0,25\pi L x_3^2 \left[\sum_{i=1}^2 z_i (1 - y_i + x_i^2 y_i) + k_l \right], \quad (1)$$

где x_i, x_3, y_i, z_i — варьируемые переменные ($i = 1; 2$) [5, 6]:

$$x_i = d_i d_3^{-1}, \quad x_3 = d_3, \quad y_i = b_i l_i^{-1}, \quad z_i = l_i L^{-1}, \quad (2)$$

изменяющиеся в пределах

$$0 \leq x_i \leq 1, \quad x_3 > 0, \quad 0 \leq y_i \leq 1, \quad 0 \leq z_i \leq 1 - k_l,$$

и их стационарные значения $x_{0i}, x_{03}, y_{0i}, z_{0i}$

k_l — коэффициент, принимаемый конструктивно с учетом того, что

$$0 < k_l < 1;$$

$b_1, b_2, l_1, l_2, l_3 = k_l L$ — линейные размеры участков бруса с постоянными диаметрами $d_1, d_2, d_3 = \text{const}$ (рис. 1 и 2).

Тематика статьи охватывает три разновидности двухопорных стальных валов (см. рис. 2) и базируется на тех же общепринятых допущениях [4], которые использовались в публикациях [5, 6]:

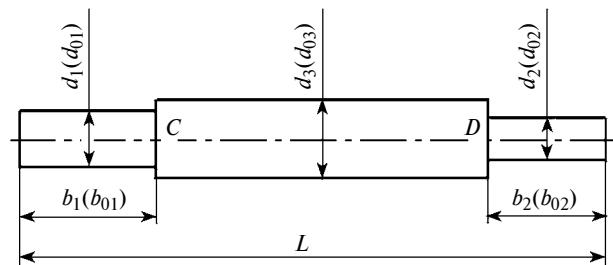


Рис. 1. Общий вид заготовки круглого бруса для ступенчатых валов и соответствующие оптимальные геометрические параметры $d_{01}, d_{02}, d_{03}, b_{01}, b_{02}$

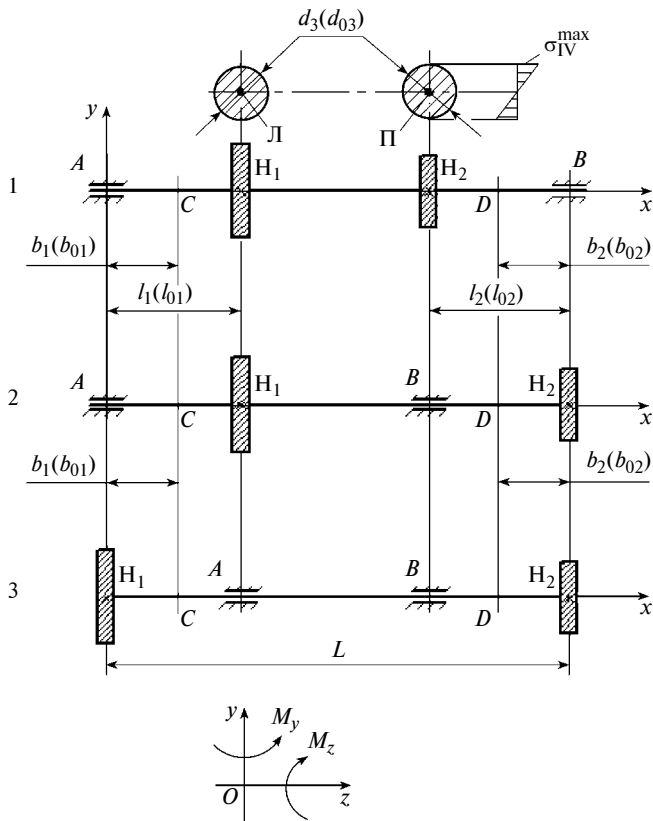


Рис. 2. Схемы расчетно-конструктивных моделей валов (без силового плана) с опорами А и В:

1 — двухопорная конструкция; 2 — вал с одной консолью; 3 — система с двумя консольными частями

а) материал конструкции предполагается однородным, сплошным, изотропным и линейно-упругим, т. е. подчиняющимся закону Гука;

б) не учитывается влияние собственного веса системы "вал — насадки", внутренних поперечных усилий и галтелей, уменьшающих концентрацию напряжений в сечениях, обозначенных С и D (см. рис. 1);

в) устанавливаемые на валы насадки Н₁ и Н₂ могут комбинироваться из прямозубчатых колес и шкивов (см. рис. 2).

При математическом описании рассматриваемых трех типов моделируемой конструкции (см. рис. 2, схемы 1—3) считать заданными проектными величинами и силовыми характеристиками:

общую длину L вала и размер

$$l_3 = k_l L; \quad (3)$$

конкретную схему передачи на ось бруса крутящих внешних моментов $M_{к.в}$ и поперечных сосредоточенных сил в сечениях, обозначенных Н₁ и Н₂;

фиксированное соотношение между крутящим силовым параметром $M_{к.в}$ и экстремальным результирующим изгибающим моментом M_{max} [4, 5]:

$$M_{к.в} = k M_{max} = k \sqrt{M_z^2 + M_y^2}, \quad k > 0, \quad (4)$$

где M_z , M_y — изгибающие моменты относительно оси z в вертикальной плоскости xOy и по отношению к оси y координатной системы xOz (см. рис. 2);
допускаемое нормальное напряжение

$$[\sigma] = \sigma_T [n]^{-1}, \quad (5)$$

где σ_T — предел текучести материала; [n] — нормируемый или минимально допустимый коэффициент запаса прочности, значение которого для стальных валов может изменяться в пределах [4, 7]

$$[n] = 1,2 \div 5, \quad (6)$$

учитывающих множество различных факторов: переменность напряжений по времени, их концентрацию и, как следствие, усталостный вид разрушения, а также динамический характер нагрузки (ударная, вибрационная, колебательная).

Для формулировки уравнений связи [2] при подборе стационарных параметров x_{0i} , x_{03} , y_{0i} , z_{0i} применяем [5, 6]:

а) условие минимума наибольшего приведенного момента M_{IV} :

$$\begin{aligned} M_{IV}^{(max)} &= \sqrt{M_{max}^2 + 0,75 M_{к.в}^2} = \\ &= M_{max} \sqrt{1 + 0,75 k^2} = \min \end{aligned} \quad (7)$$

по гипотезе пластичности Губера — Генки — Мизеса (4-й теории прочности [4]) с учетом формулы (4);

б) очевидное геометрическое соотношение (см. рис. 2)

$$l_1 + l_2 + l_3 = L, \Rightarrow z_1 = 1 - k_l - z_2, \quad (8)$$

принимая во внимание обозначения (2) и формулу (3);

в) предельные условия равной прочности материала (классическая оптимизация [2])

$$\sigma_{IV}^{max} = [\sigma], \quad \sigma_{IV}^C = \sigma_{IV}^{max}, \quad \sigma_{IV}^D = \sigma_{IV}^{max} \quad (9)$$

по эквивалентным номинальным напряжениям σ_{IV} в сечениях С, D и на границах средней части вала длиной l_3 (см. рис. 2), где действует согласно выражению (7) максимальный момент $M_{IV}^{(max)}$.

Следует заметить, что вследствие постоянства внутреннего крутящего момента $M_k = M_{к.в} = \text{const}$ на замкнутом интервале [Н₁, Н₂] расчетных схем, представленных на рис. 2, реализация процедуры минимизации выражения (7) адекватна равенству результирующих изгибающих моментов

$$M_{II} = M_{II} \Rightarrow M_{max} = \min, \quad (10)$$

в равноопасных точках Л и П, расположенных на левом и правом концах участка l_3 моделируемых систем, координаты z_{01} , z_{02} которых определяются

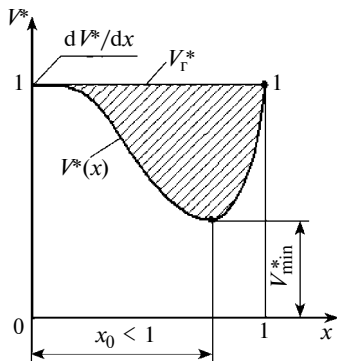


Рис. 3. Графическая интерпретация функциональной зависимости $V^*(x) = 4V(\pi L x_{03}^2)^{-1}$, аппроксимируемой выражением (1)

регулированием переменных z_1, z_2 функционального критерия (1) из условия (10).

В качестве иллюстрации представленной в этой статье теоретической основы для решения экстремальных задач на рис. 3 приведен общий вид графика безразмерной целевой функции объема $V^* = V^*(x)$, имеющей минимум $V^*_{\min} = V^*(x_0) < 1$, когда $x_0 < 1$. Проведенные численные исследования для трех типов моделей (см. рис. 2, а также работы [5, 6]) и различных вариантов моментно-силовых нагрузок показали, что по сравнению с гладким валом, у которого $V_r^* = 1$ и $x_1 = x_2 = y_1 = y_2 = 1$ ($d_1 = d_2 = d_3 = \text{const}$), снижение материалоемкости в рассмотренных случаях колеблется в диапазоне от 10÷15 % до более 50 %, что связано, естественно, с расчетной схемой детали. Фактический же объем V_{\min} , м³, материалоемкости, как следует из выражений (1), (2), (3), (5), (6), (9), зависит от реальных оптимизированных размеров и материала детали, а соответственно, от марки стали, допускаемого напряжения $[\sigma]$ и регламентируемого нормативом (6) коэффициента $[n]$ запаса прочности.

В качестве конкретного примера рассмотрим бесконсольный вал (см. рис. 2, схема 1), расчетная схема которого приведена на рис. 4, где P — поперечная нагрузка, Н. Коэффициенты k и k_1 имеют значения соответственно 0,7 и 0,4.

Последующее математическое описание оптимизационного процесса осуществляем в применении к расчетной модели, представленной на рис. 4. Дальнейшее решение задачи, включающее некоторые дополнительные вычислительные процедуры, проводим в следующем порядке:

1. Из уравнений равновесия в горизонтальной xOy и вертикальной xOz плоскостях находим опорные реакции $R_{Ay}, R_{By}, R_{Az}, R_{Bz}$ (см. рис. 4) в зависимости от переменной z_2 при соблюдении условия (8):

$$R_{Ay} = P(0,16 + 1,1z_2); \quad R_{By} = P(0,94 - 1,1z_2);$$

$$R_{Az} = R_{Bz} = 0,4P.$$

2. Определяем функции изгибающих ($M_{zH_1}, M_{zH_2}, M_{yH_1}, M_{yH_2}$) и результирующих (M_{H_1}, M_{H_2}) моментов для опасных сечений H_1, H_2 вала (см. рис. 2 и 4) [4, 5]:

$$M_{H_1} = M_{H_1}(z_2) = \sqrt{M_{zH_1}^2 + M_{yH_1}^2} =$$

$$= PL(0,6 - z_2)\sqrt{(0,16 + 1,1z_2)^2 + 0,16}; \quad (11)$$

$$M_{H_2} = M_{H_2}(z_2) = \sqrt{M_{zH_2}^2 + M_{yH_2}^2} =$$

$$= PLz_2\sqrt{(0,94 - 1,1z_2)^2 + 0,16}, \quad (12)$$

где переменная z_1 с учетом условия (8) заменена равенством

$$z_1 = 0,6 - z_2. \quad (13)$$

3. Определяем стационарные (оптимальные) численные значения отношений $l_{02}L^{-1} = z_{02}, l_{01}L^{-1} = z_{01}$. Согласно уравнениям связи (10), (13) и формулам (11), (12)

$$(0,6 - z_{02})\sqrt{(0,16 + 1,1z_{02})^2 + 0,16} =$$

$$= z_{02}\sqrt{(0,94 - 1,1z_{02})^2 + 0,16},$$

откуда методом подбора находим:

$$z_{02} = l_{02}/L = 0,265, \quad (14)$$

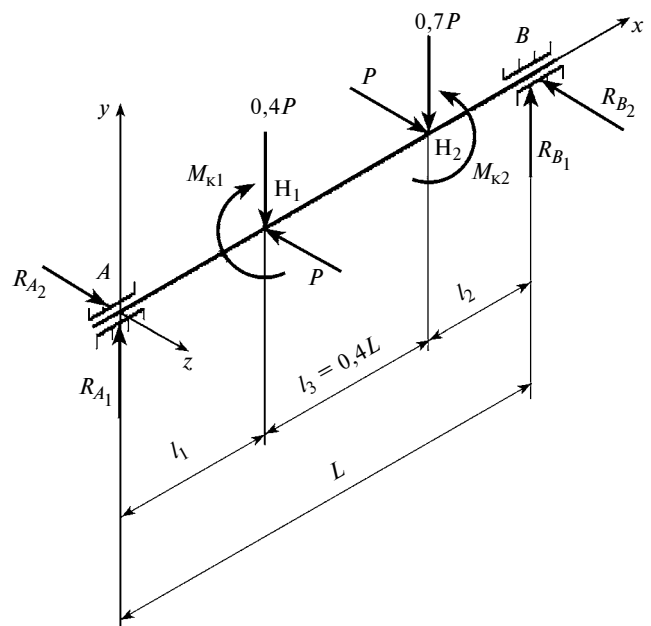


Рис. 4. Пример пространственной расчетной модели конструкции вала с произвольным силовым параметром P

а из зависимости (13) следует:

$$z_{01} = l_{01}/L = 0,335. \quad (15)$$

4. Находим реактивные силы R_{0Ay} , R_{0By} оптимизированной модели конструкции и аналитические выражения для изгибающих (M_{zC} , M_{yC} , M_{zD} , M_{yD} , M_C , M_D) и приведенных (M_{IV}^C , M_{IV}^D) моментов, действующих в сечениях C и D ступенчатого вала (см. рис. 1, 2, 4):

$$\left. \begin{aligned} M_{IV}^C &= \sqrt{M_C^2 + 0,75M_k^2} = M_C = 0,6032Pb_1 = \\ &= 0,6032Pl_{01}y_1 = 0,6032P \cdot 0,335Ly_1 = \\ &= 0,20207PLy_1; \\ M_{IV}^D &= \sqrt{M_D^2 + 0,75M_k^2} = M_D = 0,7619Pb_2 = \\ &= 0,7619Pl_{02}y_2 = 0,7619P \cdot 0,265Ly_2 = \\ &= 0,2019PLy_2. \end{aligned} \right\} (16)$$

5. Раскрываем условия (9) равнопрочности, основываясь на справочной информации [4] и соотношениях (2), (16):

$$\sigma_{IV}^{\max} = \frac{32M_{IV}^{\max}}{\pi d_{03}^3} = \frac{32 \cdot 0,2362PL}{\pi x_{03}^3} = [\sigma],$$

откуда получаем

$$x_{03} = d_{03} = 1,9625 \cdot \sqrt[3]{\frac{PL}{\pi[\sigma]}}. \quad (17)$$

Продолжив этот процесс, получим:

$$\begin{aligned} \sigma_{IV}^C &= \frac{32M_{IV}^C}{\pi d_1^3} = \frac{6,4662PLy_1}{\pi x_{03}^3 x_1^3} = \\ &= \sigma_{IV}^{\max} = \frac{32M_{IV}^{\max}}{\pi d_{03}^3} = \frac{7,5584PL}{\pi x_{03}^3}; \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{IV}^D &= \frac{32M_{IV}^D}{\pi d_2^3} = \frac{6,4608PLy_2}{\pi x_{03}^3 x_2^3} = \\ &= \sigma_{IV}^{\max} = \frac{7,5584PL}{\pi x_{03}^3}. \end{aligned} \quad (19)$$

Из равенства подчеркнутых членов в зависимостях (18) и (19) находим:

$$y_1 = 1,1689x_1^3; \quad y_2 = 1,1699x_2^3. \quad (20)$$

6. Преобразуем целевой критерий (1) в безразмерную алгебраическую сумму двух независимых функций $V_1^* = V_1^*(x_1)$, $V_2^* = V_2^*(x_2)$ и постоянной величины $V_{03}^* = V_{03}^*(x_{03}) = \text{const}$.

Проведя замены $V_3 \Rightarrow V_{03}$, $x_3 \Rightarrow x_{03}$ при подстановке в формулу (1) переменных y_1 , y_2 (20) и оптимальных параметров z_{01} , z_{02} , с учетом уже известного стационарного значения $x_{03} = \text{const}$ (см. (17)) получаем следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} V_1^* &= V_1^*(x_1) = V_1 4(\pi L x_{03}^2)^{-1} = \\ &= 0,335[1 - 1,1689(x_1^3 - x_1^5)], 0 \leq x_1 \leq 1; \\ V_2^* &= V_2^*(x_2) = V_2 4(\pi L x_{03}^2)^{-1} = \\ &= 0,265[1 - 1,1699(x_2^3 - x_2^5)], 0 \leq x_2 \leq 1; \\ V_{03}^* &= V_{03} 4(\pi L x_{03}^2)^{-1} = 0,4; \end{aligned} \right\} (21)$$

$$\begin{aligned} V^* &= V^*(x_1, x_2) = V_1^* + V_2^* + V_{03}^* = \\ &= V_1^* + V_2^* + 0,4. \end{aligned} \quad (22)$$

7. Определяем абсолютный минимум V_{\min}^* функциональной целевой зависимости (22), учитывая ее структурные особенности (21) [2, 5]:

$$\frac{\partial V^*}{\partial x_1} \equiv \left[\frac{dV_1^*}{dx_1} \right]_{x_1=x_{01}} = 0,39158x_{01}^2(5x_{01}^2 - 3) = 0;$$

$$\frac{\partial V^*}{\partial x_2} \equiv \left[\frac{dV_2^*}{dx_2} \right]_{x_2=x_{02}} = 0,31x_{02}^2(5x_{02}^2 - 3) = 0 \Rightarrow;$$

$$x_{01} = x_{02} = x_0 = \sqrt[3]{\frac{3}{5}} = 0,7746. \quad (23)$$

Подстановка значения, полученного по формуле (23), в выражения (21) и (22) приводит к искомому экстремуму V_{\min}^* :

$$\left. \begin{aligned} V_{1\min}^* &= V_1^*(x_0) = 0,2622; \\ V_{2\min}^* &= V_2^*(x_0) = 0,2074; \end{aligned} \right\} (24)$$

$$V_{\min}^* = V_{1\min}^* + V_{2\min}^* + 0,4 = 0,8696. \quad (25)$$

Можно отметить, что для отрегулированной модели с одинаковыми диаметрами $d_1 = d_2 = d = d_{03} = x_{03}$ при $y_1 = y_2 = x_1 = x_2 = 1$ объем V_p^* , рассчитанный по формулам (21), (22), составит

$$V_p^* = V_p^*(1;1) = 0,335 + 0,265 + 0,4 = 1,$$

что больше полученного согласно формуле (25) $V_{\min}^* = 0,8696$. Иными словами, конструкция, име-

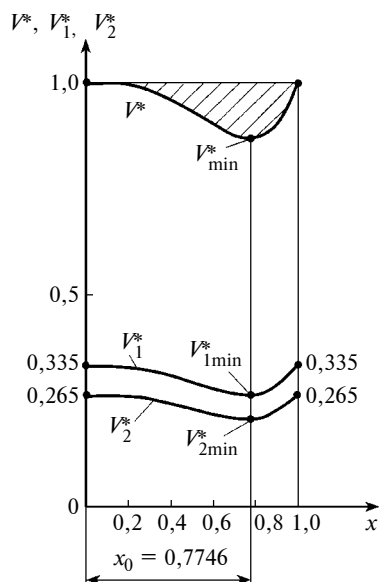


Рис. 5. Графическая интерпретация функциональных аппроксимаций $V_1^*(x_1)$, $V_2^*(x_2)$ и $V^*(x_1, x_2)$ при $x_1 = x_2 = x$ ($0 \leq x \leq 1$)

ющая $d = \text{const}$ по всей длине L , тяжелее и менее экономична ступенчатого (рационального) вала на 15 %.

Полученные зависимости (21), (22) и количественные данные [см. формулы (23)—(25)] проинтерпретированы соответствующими кривыми (рис. 5).

В завершение статьи приведем формульный алгоритм определения проектных параметров l_{01} , l_{02} , d_{01} , d_{02} , d_{03} , b_{01} , b_{02} , V_{\min} (см. рис. 1 и 4), базируясь на соотношениях (2) и найденных оптимальных константах (14), (15), (17), (22), (23), (25) для частного случая расчетной схемы детали с коэффициентами $k = 0,7$ и $k_1 = 0,4$:

$$\left. \begin{aligned} \Rightarrow l_{01} &= z_{01}L = 0,335L; \quad l_{02} = z_{02}L = 0,265L; \\ \Rightarrow d_{03} &= 1,9625 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt[3]{PL(\pi[\sigma])^{-1}}; \\ d_{01} &= d_{02} = d_0 = x_0 d_{03} = 0,7746 d_{03}; \\ \Rightarrow b_{01} &= y_{01}l_{01} = 1,1689x_0^3 0,335L = 0,182L; \\ \Rightarrow b_{02} &= y_{02}l_{02} = 1,1699x_0^3 0,265L = 0,144L; \\ \Rightarrow V_{\min} &= V_{\min}^* 0,25\pi L x_0^2 = 0,683 L d_{03}^2. \end{aligned} \right\} (26)$$

В заключение хотелось бы также уточнить, что для упругих стальных валов, деформирующихся в пределах закона Гука [4], допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \sigma_T [n]^{-1}, \quad (27)$$

где σ_T — предел текучести материала; $[n] = 1,2 \div 1,8$ — нормативный коэффициент запаса прочности [4].

Например, в случае конструирования круглого вала (вала) длиной $L = 1$ м со ступенчато-переменным сечением из легированной стали марки 40X, у которой $\sigma_T = 500$ МПа, руководствуясь формулами (7), (26), (27), при $[n] = 1,6$ и $P = 19\,610$ Н будем иметь: $[\sigma] = 500 \cdot (1,6)^{-1} = 312,5$ МПа; $l_3 = 0,4 \cdot 1 = 0,4$ м;

$$l_{01} = 0,335 \cdot 1 = 0,335 \text{ м};$$

$$l_{02} = 0,265 \cdot 1 = 0,265 \text{ м};$$

$$d_{03} = 1,9625 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt[3]{19\,610 \cdot 1 \cdot (3,14 \cdot 312,5)^{-1}} = 0,0533 \text{ м};$$

$$d_{01} = d_{02} = d_0 = 0,7746 \cdot 0,0533 = 0,04129 \text{ м};$$

$$b_{01} = 0,182 \cdot 1 = 0,182 \text{ м};$$

$$b_{02} = 0,144 \cdot 1 = 0,144 \text{ м};$$

$$V_{\min} = 0,683 \cdot 1 \cdot (0,0533)^2 = 1940,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Заключение

Анализ полученных результатов, включая опубликованные ранее в работах авторов [5, 6], позволяет констатировать, что разработанную унифицированную теорию, доведенную до расчетных формул, можно непосредственно использовать при подборе оптимальных геометрических параметров равнопрочных двухопорных валов минимального объема, имеющих две насадки в виде набора шкивов и прямозубых зубчатых колес.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Фролов К. В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. М.: Машиностроение, 1984. 224 с.
2. Лесин В. В., Лисовец Ю. П. Основы методов оптимизации. М.: Изд-во МАИ, 1998. 344 с.
3. Рейклейтис Г., Рейвиндран А. А., Рэксдэл К. Оптимизация в технике: В 2-х кн. Кн. 1. / Пер. с англ. В. Я. Алтаева и В. И. Моторина. М.: Мир, 1986. 351 с.
4. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
5. Абдеев Б. М., Гурьянов Г. А., Клименко Е. А. Прямой ступенчатый вал на двух опорах, имеющий минимальную материалоемкость // Вестник ВКГТУ. 2013. № 1. С. 17–26.
6. Клименко Е. А., Абдеев Б. М., Гурьянов Г. А. Прямой двухконсольный ступенчатый вал минимального объема // Материалы XIV Республиканской НТК студентов, магистрантов и молодых ученых "Творчество молодых — инновационному развитию Казахстана" (7–9 апреля 2014 г.). Часть II. Усть-Каменогорск: ВКГТУ, 2014. С. 47, 48.
7. Справочник машиностроителя: В 6 т. / Под ред. академика АН УССР С. В. Серенсена. Т. 3. М.: Машгиз, 1963. С. 536–541.

Н. А. МАХУТОВ, член-кор. РАН, И. В. ГАДОЛИНА, канд. техн. наук, С. Г. ЛЕБЕДИНСКИЙ (ИМАШ РАН им. А. А. Благонравова, г. Москва), Э. С. ОГАНЬЯН (ВНИКТИ, г. Коломна), А. А. БАУТИН (ЦАГИ, г. Жуковский, Россия), e-mail: gadolina@mail.ru

Моделирование случайной последовательности экстремумов нагрузок для испытаний на усталость при нерегулярном нагружении

Рассмотрены методы и подходы к испытаниям при случайном нагружении, охарактеризована их роль. Для обеспечения случайного характера нагружения предложен метод моделирования на основе марковских матриц переходов и реальных процессов, зафиксированных в эксплуатации.

Ключевые слова: случайный процесс нагружения, марковские матрицы повторений, оценка ресурса, скорректированная линейная гипотеза, параметр полноты спектра нагружения.

Methods and approaches to tests under random loading are considered, their role is characterized. To ensure the random nature of loading, a modeling method based on Markov transition matrices and real processes recorded in operation is proposed.

Keywords: random loading process, Markov repetition matrices, resource estimation, corrected linear hypothesis, parameter of completeness of the loading spectrum.

Современное состояние вопроса

Современные машины в реальных условиях эксплуатации и испытаний подвергаются сложному нерегулярному воздействию механических, аэрогидродинамических и тепловых нагрузок различной интенсивности и последовательности. Анализ этих воздействий, их схематизация, моделирование и воспроизведение остаются актуальной научной и инженерной задачей. Испытания на усталость при нерегулярном нагружении (блочном или случайном) дают большее приближение к реальным условиям эксплуатации. К настоящему времени уже накоплен существенный опыт их применения при обосновании прочности и долговечности материалов и конструкций. Основная причина необходимости проведения испытаний при нерегулярном нагружении — это то, что прогнозирование долговечности при сложных процес-

сах нагружения невозможно без принятия гипотез о суммировании усталостных повреждений [1, 2]. В условиях неопределенности при выборе модели задания случайного процесса с учетом изменчивости нагрузок и недостатка экспериментальных данных исследователи применяют различные расчетно-экспериментальные подходы. Для обоснования применения гипотез накопления усталостных повреждений для случайного процесса нагружения в первую очередь необходима процедура его схематизации — замена случайного процесса набором гармоник, эквивалентным по повреждающему воздействию эксплуатационному процессу [3]. Расчеты и испытания при случайном нагружении применяются как на стадии эскизного проектирования, так и на стадии эксплуатации для выбора конструктивных и технологических вариантов. При этом в зависимости от стадии жизнен-

ного цикла изделия (стадии проектирования, испытаний, доводки, эксплуатации) подходы к моделированию могут различаться. По сравнению с испытаниями при гармоническом нагружении лабораторные, стендовые или натурные испытания при нерегулярном нагружении имеют различную приближенность к эксплуатационным условиям. В связи с этим запасы прочности могут варьироваться с учетом воспроизводимости при испытаниях в реальных условиях. В большинстве случаев испытания проводили при стационарном блочном нагружении [4]. Первые испытания при нерегулярном нагружении были проведены в предвоенное время [5] применительно к задачам воздухоплавательных конструкций. Это были восьми-ступенчатые блочные испытания, что соответствовало техническим возможностям тех лет. На их основе строили вторичную кривую усталости, отражающую влияние нерегулярного нагружения [4].

В 60-е годы XX века с появлением сервогидравлических испытательных машин появилась возможность воспроизводить более реалистичный вид нагружения, например гауссовский случайный процесс.

В настоящее время существует систематизированная структура случайных последовательностей режимов нагружения со спецификой их применения в разных областях промышленности. В работе [6] приведена достаточно подробная информация о стандартах испытаний, выполненных в Европе и США за последние 30 лет [7, 8].

Разработка моделей, схем, программ, средств испытаний, а также применяемые методы анализа повреждений при сложных режимах циклического нагружения показали [1–10] существенную вариацию долговечностей (до $2 \div 10$ раз). С учетом такой вариации в современных расчетах

ресурса машин и конструкций рекомендуется применять запас по долговечности в пределах $3 \div 20$ раз. Вопросы влияния рассеяния характеристик эксплуатационной нагруженности и механических свойств материала рассмотрены в работах [9, 10].

Это указывает на необходимость дальнейших научных исследований и практических работ по оценке и нормированию ресурса.

Постановка задачи

При сложных процессах нагружения и функций накопления повреждений необходимо получение их взаимных корреляционных зависимостей. Применение моделирования в частотной области для усталости актуально на стадии проектирования, когда рассматривается упрощенная линейная динамическая модель. В случае одноосного нагружения на стадии эксплуатации представляется нецелесообразным вести расчет по спектральной плотности, что было показано в работе [11]. Более обоснованный и подтвержденный экспериментально путь — это регистрация эксплуатационного процесса нагружения и последующая его схематизация.

Полезный подход к испытаниям при случайном нагружении был разработан Р. Фишером [12]. Этот метод основан на моделировании случайных процессов, задаваемых в виде последовательности экстремумов по марковской матрице повторений. Как в любом марковском процессе, вероятность появления очередного экстремума зависит только от величины предыдущего экстремума и не зависит от предыстории.

Как известно, полезной характеристикой, позволяющей охарактеризовать сложность структуры процесса, является коэффициент I нерегулярности. Коэффициент нерегулярности определяется по формуле $I = N_0/N_3$ [3], где N_0 — число пересечений процессом среднего уровня, N_3 —

число экстремумов. На основании численного моделирования авторами работы [12] созданы стандартные матрицы $[32 \times 32]$, позволяющие моделировать случайные процессы с коэффициентом нерегулярности $I = 0,3$ (широкополосный процесс); $I = 0,7$ (промежуточный) и $I = 0,99$ (регулярный — узкополосный). Пример проведения исследований на основе численного моделирования по стандартным процессам, моделируемым по марковской матрице переходов, содержится в работе [13]. В статье [14] рассмотрены три альтернативных подхода к моделированию случайных процессов для испытаний и один из них — моделирование с использованием марковских матриц. В работе [15] указано, что представление данных о процессе в виде матриц позволяет более компактно сохранять информацию.

Первым этапом обработки случайного процесса нагружения (после дискретизации) является разбиение на классы [3], что, по существу, соответствует первичной фильтрации процесса. Оно необходимо для более компактного представления информации о схематизированном процессе и для анализа и синтеза процессов по марковским матрицам. Вся обработка процесса осуществляется в безразмерной форме, причем значения нагрузок (напряжений) представлены в целочисленном виде x^0 (классы) со значениями $1, 2, \dots, 31$, где 31 — максимальное число разрядов матрицы. Обратный пересчет к реальным величинам x (в МПа), необходимый для создания обобщенного блока [16] и для оценки долговечности, осуществляется по формуле

$$x = x_{\min} + x^0 \Delta, \quad (1)$$

где $\Delta = (x_{\max} - x_{\min})/32$ — величина класса, МПа; x_{\max} , x_{\min} — соответственно максимальное и минимальное напряжения в реализации, МПа.

Обоснование актуальности задачи

Механическое воспроизведение повторяющихся экстремумов [7] не позволяет в полной мере обеспечить программу испытаний при случайном нагружении и не вполне соответствует реальному положению дел на практике. Задание процессов по спектральной плотности не обеспечивает воспроизводимость результатов [17]. Применение же стандартных процессов для $I = 0,3$; $0,7$ и $0,99$ [12] не позволяет учесть характерные особенности нагружения конкретных изделий машиностроения.

В связи с этим предлагается новый подход к проведению испытаний при нерегулярном нагружении с помощью моделирования случайной последовательности экстремумов по матрицам, предварительно заполненным на основе реальных процессов нагружения. Этот метод также является эффективным средством для сжатия информации, так как весьма продолжительные стационарные эксплуатационные режимы будут сохраняться в компактной записи в виде квадратных матриц, например размерностью 32×32 ; при этом потребуются только добавить генератор случайных чисел.

Метод моделирования

В настоящем исследовании метод Фишера [12] был модифицирован применительно к испытаниям реальных деталей при характерных именно для них процессах нагружения. Согласно предлагаемому алгоритму на стадии анализа для заполнения марковских матриц были использованы реальные процессы изменения напряжений в соответствующих деталях. По форме и по существу заполненная матрица переходов соответствует корреляционной таблице максимумов и минимумов, описанной в ГОСТ 25.101—83 [3]. Привлекательность метода состоит в том,

что исследователь может моделировать случайный процесс по некоторой "свертке" реального (исходного) процесса по заполненной ранее марковской матрице. При этом исходный процесс не воспроизводится один к одному, а имеет статистически значимые отличия. Метод сохраняет характерные черты процесса, на основании которого заполняется марковская матрица, и содержит при этом специфические особенности случайного процесса — изменчивость мгновенного среднего и дисперсии, а также позволяет воспроизвести вероятностную природу процесса.

Настоящее исследование было выполнено на основе анализа случайных процессов нагружения, зафиксированных на тяжело нагруженной детали подвижного состава грузового вагона — боковой раме тележки, изготовленной из литейной стали 20ГЛ. Исследование было проведено во ВНИКТИ, (г. Коломна) [18]. С целью анализа влияния различных режимов эксплуатации и построения блока нагружения для расчета ресурса запись напряжений тензометрированием в наиболее нагруженных точках проводилась при разных скоростях и на различных участках пути. По описанному алгоритму были проанализированы процессы нагружения.

Рассмотрим процедуры анализа и синтеза случайных процессов с помощью марковской матрицы переходов. На рис. 1, а в качестве иллюстрирующего примера показан отрезок реализации (исходный процесс) в преобразованном к последовательности экстремумов виде. Этап замены непрерывного дифференцируемого случайного процесса последовательностью экстремумов является необходимым этапом проведения схематизации [1–3]. При выполнении этой процедуры информация о частотном составе процесса полностью теряется, так как временные отрезки между последующими экстремум-

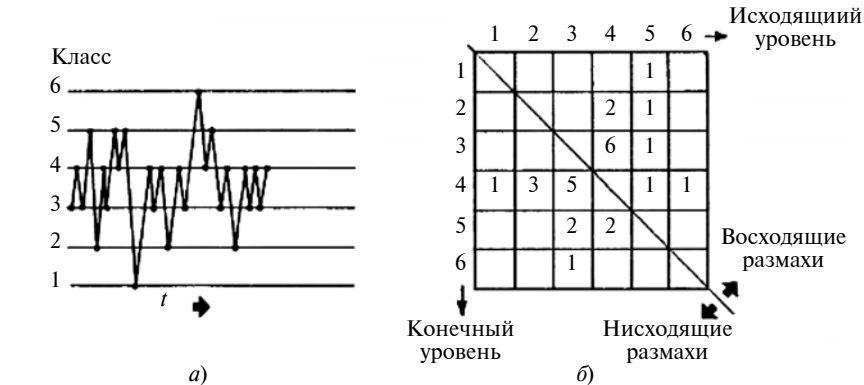


Рис. 1. Анализ процесса с целью заполнения матрицы повторений:

а — отрезок реализации (иллюстрирующий пример); б — матрица повторений



Рис. 2. Схема, поясняющая алгоритм моделирования случайной последовательности по марковской матрице повторений (синтез)

мами не принимаются во внимание. На рис. 1, б показана заполненная марковская матрица повторений для данного отрезка реализации. Данный этап соответствует стадии анализа случайной последовательности. На главной диагонали рис. 1, б — нули. В треугольник правее главной диагонали попадают восходящие размахи от минимума к максимуму. В треугольнике левее главной диагонали находятся нисходящие размахи от максимума к минимуму. В каждой клетке данной матрицы для реализации, приведенной на рис. 1, а, показано число повторений размахов с соответствующими им максимумами и минимумами. Таким образом, осуществляется "свертка" исходной реализации.

Алгоритм моделирования процесса (синтез) схематично показан на рис. 2. Используются заполненная ранее на этапе анализа матрица и генератор случайных чисел. Произвольно задается исходный минимум (находится в классе α). Далее моделируется восходящий размах, начинающийся от минимума α . В строке α матрицы содержатся повторения размахов, их сумма равна T_α . Вычисляется случайная величина $RAND \cdot T_\alpha$ (случайное число, $RAND = 0 \div 1$). Когда накопленная сумма повторений в строке α , начиная с главной диагонали вправо, превзойдет $RAND \cdot T_\alpha$, это означает, что искомым максимум найден и его величина составляет β . Это будет первый восходящий размах: α — β . Затем надо

определить следующий за максимумом β минимум. Осуществляется переход на главную диагональ и подсчитывается накопленная сумма T_β повторений размахов влево от главной диагонали. Вновь определяется случайное число $RAND$ (оно, конечно, будет другим) и вычисляется $RAND \cdot T_\beta$. Когда сумма повторений размахов в строке β , начиная с главной диагонали влево, превзойдет $RAND \cdot T_\beta$, будет определен следующий минимум с величиной γ . Далее процесс моделирования продолжается до требуемой длины реализации, выраженной в числе экстремумов.

Анализ воспроизводимости результатов моделирования

С целью обоснования методики проведения испытаний при случайном нагружении на основе марковской матрицы переходов был проведен анализ воспроизводимости результатов моделирования на примере процессов нагружения детали железнодорожного подвижного состава. Для анализа воспроизводимости помимо визуального сопоставления исходной и смоделированной реализации сопоставлялись: коэффициенты I нерегулярности процессов (таблица); распределения максимумов и минимумов; распределения амплитуд полных циклов, выделенных по методу дождя; коэффициенты V плотности спектра, расчетный ресурс.

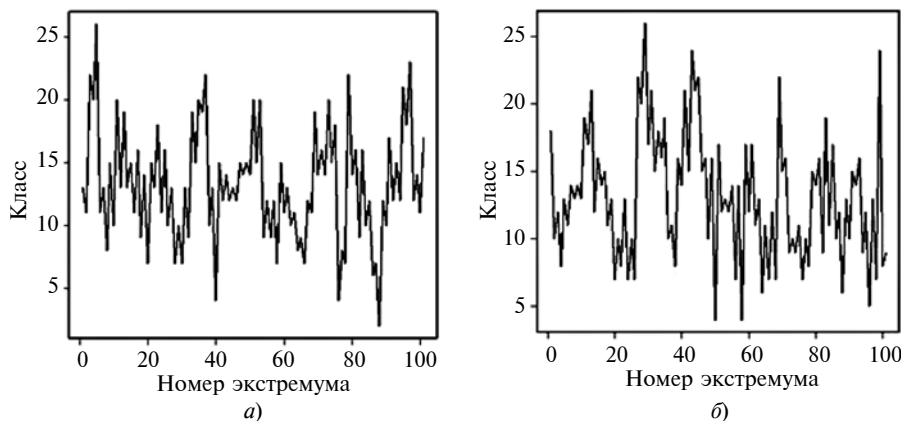


Рис. 3. Отрезки реализации нормированной последовательности при движении состава со скоростью $v_d = 63$ км/ч для исходного (а) и смоделированного (б) процессов

В соответствии с ГОСТом [3] предварительно дискретизированный процесс подвергается разбиению на 32 класса. Данная процедура соответствует первичной фильтрации процесса, поскольку при этом экстремумы, образующие незначительные размахи, отбрасываются как попавшие в один класс. Из случайного процесса, предварительно подвергнутого процедуре разбиения на классы, выделяются экстремумы и подсчитывается коэффициент I нерегулярности процесса. Для моделирования случайных последовательностей с помощью специально разработанной программы заполняется марковская матрица 32×32 . В данной работе все программы, включая предварительную обработку процесса, подсчет его параметров, схематизацию по методу

дождя, анализ и синтез по марковской матрице и пр., были написаны в свободно распространяемой программной среде вычислений R [19].

Были исследованы пять процессов нагружения (см. таблицу), которые являются весьма вероятными процессами эксплуатации грузовых вагонов [18]. На рис. 3 в качестве примера для процессов нагружения при движении вагона со средней скоростью $v_d = 63$ км/ч показаны исходный и смоделированный отрезки реализации нормированной последовательности. В связи с тем что визуального сопоставления недостаточно для обоснования правомочности моделирования, было проведено сопоставление важнейших характеристик исходных и смоделированных процессов (см. таблицу).

Сопоставление основных характеристик исходных и смоделированных процессов

Средняя скорость движения в реализации, км/ч	Число точек в реализации*	Продолжительность реализации, с	Длина реализации, км	Число экстремумов**	Экстремальные значения приведенного к симметричному процессу, МПа***		Коэффициент I нерегулярности процесса		Коэффициент $V_{кор}$ полноты спектра процесса (при $m = 7$)	
					min	max	исходного	смоделированного	исходного	смоделированного
45	2145	42,9	0,536	484	-38,24	35,56	0,5599	0,5351	0,399	0,440
54	1635	32,7	0,490	443	-25,04	23,27	0,4559	0,4231	0,438	0,471
63	1590	31,8	0,556	378	-29,24	38,58	0,4047	0,4095	0,448	0,422
90	1515	30,3	0,757	493	-42,86	42,43	0,3164	0,3404	0,475	0,499
99	1875	37,5	1,031	599	-38,44	45,67	0,4073	0,3900	0,452	0,481

* Интервал дискретизации 0,02 с.

** При числе классов квантования $K = 32$.

*** Среднее значение напряжения всех процессов $\sigma_m = 90$ МПа.

Сопоставления распределений максимумов и амплитуд r_a полных циклов, выделяемых по методу дождя [3], показали, что все распределения удовлетворительно совпадают. На рис. 4 приведены сглаженные оценки гистограмм распределений максимумов исходного и смоделированного процессов. На рис. 5 показаны гистограммы распределений r_a по исходному процессу $v = 90$ км/ч (рис. 4, а) и по процессу, смоделированному на его основе, (рис. 4, б).

Были оценены коэффициенты I нерегулярности по исходным и смоделированным процессам (см. таблицу). Следует отметить, что число экстремумов и характеристика I не являются инвариантными по отношению к выбранному числу классов для обработки. В работах [19] и [20] показано, что при уменьшении числа K классов (числа классов разбиения случайного процесса [3]) число экстремумов уменьшается, а коэффициент I нерегулярности процесса растет.

Поскольку цель исследования — создание методики, позволяющей моделировать процессы, максимально приближенные к исходным по повреждающему воздействию, был проведен расчет коэффициента V полноты спектра, который является по существу эквивалентным напряжением для нормированного спектра нагружения и зависит от распределения амплитуд полных циклов. В предположении о справедливости линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений коэффициент полноты спектра вычисляется по формуле [22]

$$V = m \sqrt{\frac{1}{n} \sum h_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\hat{\sigma}_a} \right)^m}. \quad (2)$$

Коэффициент V — безразмерная величина и не требует обратного пересчета к физическим величинам напряжений по формуле (1). В формуле (2) m — коэф-

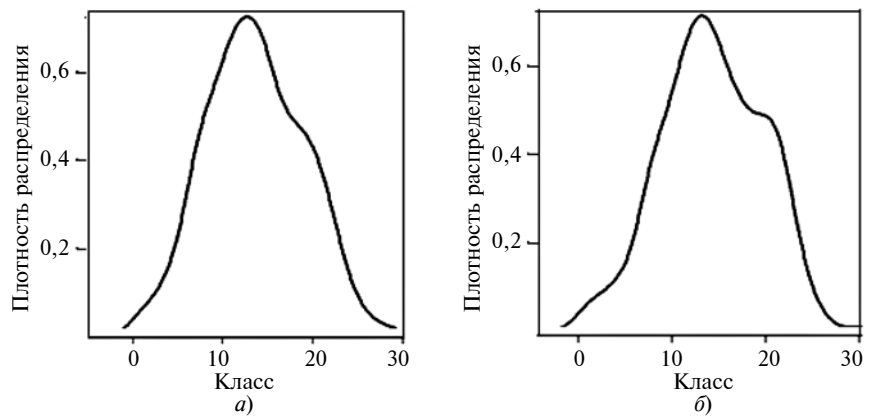


Рис. 4. Сглаженные гистограммы распределений локальных максимумов исходного (а) и смоделированного (б) процессов при $v_D = 63$ км/ч

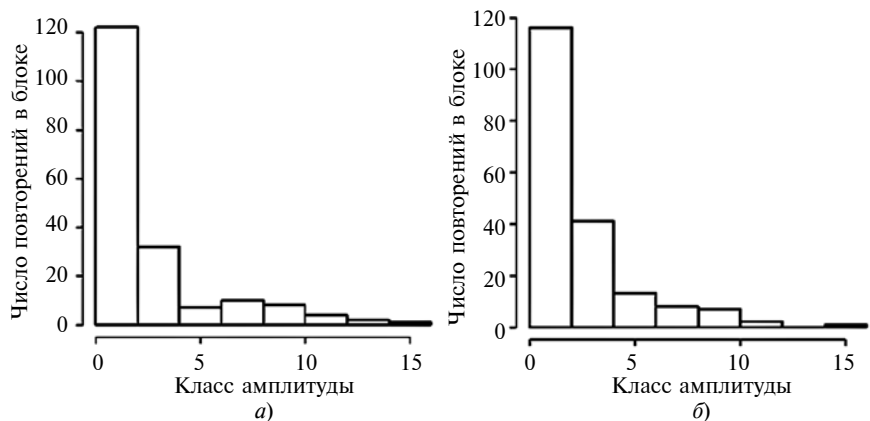


Рис. 5. Гистограммы распределений амплитуд r_a полных циклов исходного (а) и смоделированного (б) процессов при $v_D = 90$ км/ч

фициент угла наклона кривой усталости; n — суммарное число циклов в блоке; h_i — число циклов на i -й ступени; σ_{ai} — текущее значение амплитуды напряжений; $\hat{\sigma}_a$ — максимальная амплитуда напряжений в блоке. Как видно из формулы (2), коэффициент V полноты спектра зависит не только от распределения, но и от коэффициента m угла наклона кривой усталости. Коэффициент полноты спектра позволяет привести переменные амплитуды спектра к некоторой эквивалентной величине при фиксированном числе циклов в блоке. При этом ресурс вычисляется с использованием имеющейся информации о характеристиках сопротивления усталости детали.

Многочисленные исследования показали, что линейная гипотеза накопления повреждений

в ряде случаев дает неконсервативную оценку ресурса для спектров нагружения, наблюдаемых в большинстве машиностроительных конструкций. В связи с этим была разработана скорректированная линейная гипотеза накопления усталостных повреждений [1]. Для упрощения инженерных расчетов впоследствии был предложен упрощенный вариант скорректированной линейной гипотезы, в соответствии с которым средняя сумма относительных долговечностей, используемая для оценки ресурса, принимается равной 0,25:

$$a_3 = \lambda \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 0,25, \quad (3)$$

где λ — расчетное число блоков до разрушения; n_i — число цик-

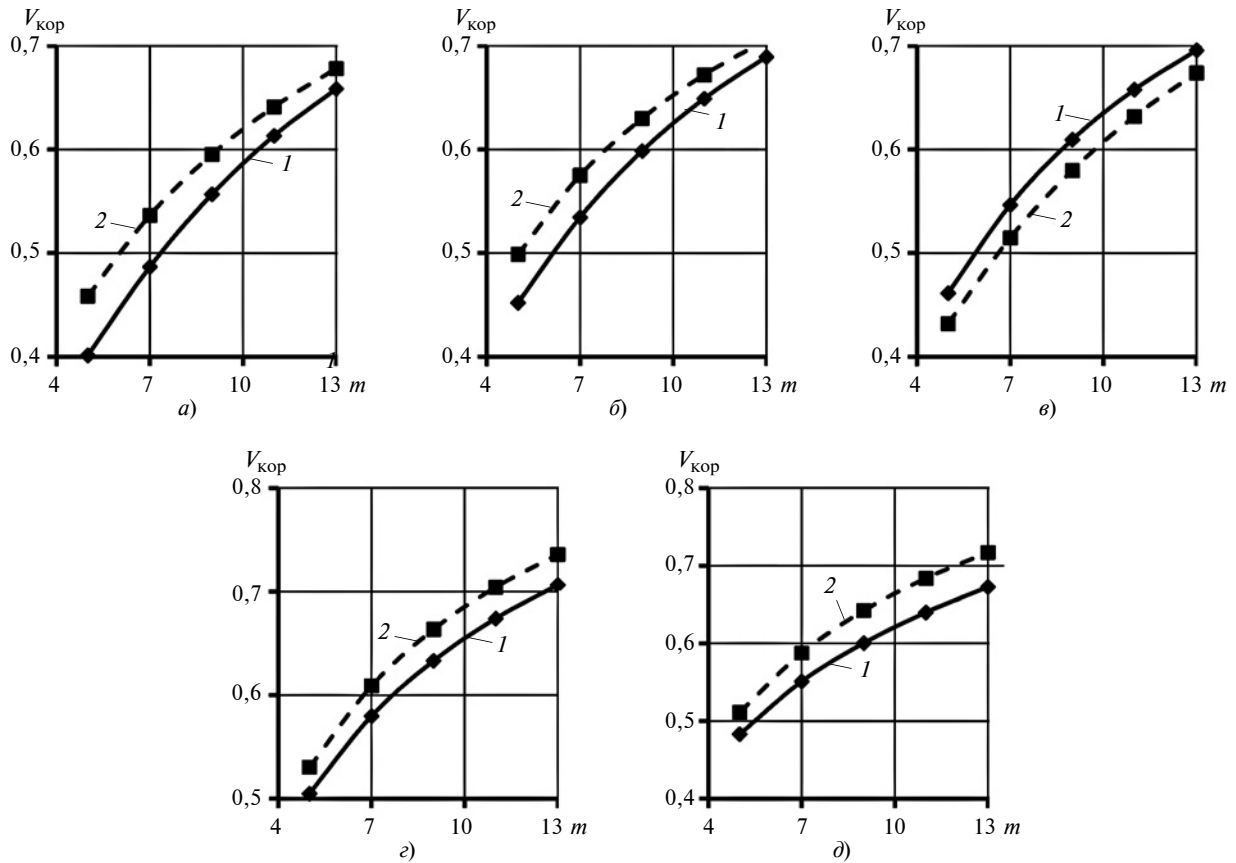


Рис. 6. Сопоставление скорректированных параметров $V_{кор}$ полноты спектра для исходных (1) и смоделированных (2) процессов при варьировании по параметру m и скорости движения $v_d = 45$ (а), 54 (б), 63 (в), 90 (г), 99 км/ч (д)

лов в блоке с амплитудой напряжений σ_{ai} ; N_i — предельное число циклов для σ_{ai} по уравнению кривой усталости.

С учетом выражения (3) формула (2) преобразуется к виду:

$$V_{кор} = m \sqrt{\frac{0,25}{n} \sum h_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\hat{\sigma}_a} \right)^m} \quad (4)$$

С использованием коэффициента $V_{кор}$ (4) долговечность $N_{цикл}$ детали при нерегулярном нагружении в предположении о справедливости линейной гипотезы накопления усталостных повреждений в многоцикловой области с учетом информации о кривой усталости составит:

$$N_{цикл} = (\sigma_{-1d} / V_{кор} \hat{\sigma}_a)^m N_G,$$

где σ_{-1d} и N_G — параметры уравнения кривой усталости.

Обобщенные результаты исследований представлены на рис. 6 и 7.

Значения коэффициента $V_{кор}$ полноты спектров и вычисленных долговечностей для исходных и смоделированных последовательностей близки для проанализированных реализаций. При этом следует иметь в виду, что в исследовании были задействованы результаты при моделировании лишь одной реализации. В случае более подробного им-

тационного эксперимента с моделированием достаточного числа выборок и последующим осреднением по ним результатов, расхождение может уменьшиться.

Дальнейшим направлением исследования будет анализ воспроизводимости результатов при учете факторов, связанных с влиянием последовательности экстремумов нагрузок, что важно

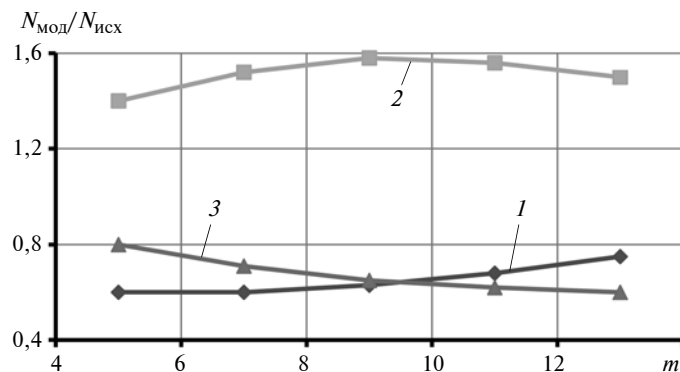


Рис. 7. Отношение вычисленных долговечностей по случайным процессам: смоделированному по предложенному методу (одна выборка из возможных) и по исходному случайному процессу при $v_d = 54$ (1), 63 (2), 90 км/ч (3)

при анализе скорости роста трещины [23, 24].

Выводы

Разработан и опробован на реальных примерах метод моделирования случайных процессов нагружения в деталях машин на основе реализации, характерной для деталей определенного класса. Показано, что при моделировании сохраняются основные параметры, ответственные за долговечность деталей машин, а именно: коэффициент нерегулярности процесса; распределение амплитуд полных циклов; коэффициент полноты спектра при разных значениях угла наклона кривой усталости. Таким образом, проанализирована сопоставимость результатов по ряду критериев, представляющихся наиболее важными в задаче оценки сопротивления усталости. Метод может быть рекомендован для сравнительных и сертификационных испытаний, а также при проведении имитационного вычислительного эксперимента для оценки рассеяния.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Когаев В. П.** Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.
2. **Stephens R. I.** et al. 2nd ed. Metal fatigue in engineering. New York: John Wiley & Sons, 2001. 470 p.
3. **ГОСТ 25.101—83.** Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и статистического представления результатов. М.: Изд-во стандартов. 1983. 25 с.
4. **Когаев В. П., Петрова И. М.** Оценка долговечности при программном нагружении и больших базах испытаний // *Машиноведение*. 1973. С. 51—56.
5. **Gassner E. Dt.** Luftwacht // *Ausg. Luftwiss.* 6, 1939. S. 61—64.
6. **Савкин А. Н., Андроник А. В., Седов А. А.** Компьютерное моделирование и анализ прочности конструкций при переменном нагружении: монография; Волгоград: ВолгГТУ. 2017. 228 с. URL: https://elibrary.ru/download/elibrary_29743916_86611459.pdf
7. **Tucker L., Bussa S.** The SAE Cumulative Fatigue Damage Test Programm. in book *Fatigue under Complex Loading*. Ed. R. M. Wetzel. Society of Automotive Engineering. 1977. P. 1—44.
8. **Sonsino C. M., Umbach R.** "Hybrid design concept using high-strength cast steel inserts for tubular joints of offshore structures // *Journal of offshore mechanics and Arctic engineering*. 1998. 120 (1). P. 10—19.
9. **Махутов Н. А., Зацаринный В. В.** Статистический и вероятностный анализ механических свойств для разных технологических выборок // *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*. 2018. Т. 84. № 1-1. С. 50—55.
10. **A statistical analysis** of cyclical changes in the time series of meteorological parameters in the southwest of the Valdai hills. V. A. Gazaryan, Y. A. Kurbatova, T. A. Ovsyannikov, N. E. Shapkina // *Moscow University Physics Bulletin*. 2018. V. 73. N. 1. P. 61—67.
11. **Gadolina I., Zaynetdinov R.** Advantages of rain-flow method at the post-processing stage in comparison with the spectral approach // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. С. 012005.
12. **Фишер Р., Хайбах Э.** Моделирование функций нагружения в опытах по оценке материалов // *Поведение стали при циклических нагрузках* / Под ред. В. Даля, пер. с нем. М.: Металлургия, 1983. С. 368—405.
13. **Лабораторный** и численный эксперимент как альтернатива испытаниям при регулярном нагружении. И. В. Гадолина, А. А. Монахова, И. М. Петрова, И. Л. Серебрякова // *Живучесть и конструкционное материаловедение (Материалы конф. 26—28 октября 2016 г. Москва)*. М.: ИМАШ РАН, С. 4—6.
14. **Ling Y.** et al. Stochastic prediction of fatigue loading using real-time monitoring data // *Int. J. Fatigue*. 2011, V. 33, N. 7, P. 868—879. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2011.01.015.
15. **Khosrovaneh A. K., Dowling N. E.** Fatigue loading history reconstruction based on the rain-flow technique // *International Journal of Fatigue*, 1990. V. 12. Is. 2. P. 99—106.
16. **Петрова И. М., Гадолина И. В.** Создание обобщенного спектра нагружения при различных вариантах нагружения в эксплуатации // *Сб. тр. XVI Междунар. науч.-техн. конф. "Чтения памяти В. Р. Кубачека "Технологическое оборудование для горной и нефтяной промышленности"*. Екатеринбург: Горный университет, 2018. С. 318—321.
17. **Овчинников И. Н., Степнев В. А.** О достоверности эквивалентных испытаний на вибрацию // *Вестник МГТУ им. Баумана. Сер.: Машиностроение*. 2010. № 2. С. 22—27.
18. **Анализ нагруженности** и составление обобщенного спектра нагружения для оценки долговечности боковой рамы тележки / И. В. Гадолина, И. М. Петрова, Е. В. Шашкова, Е. М. Беневоленская // *Живучесть и конструкционное материаловедение: Тр. конф. Т. 1. М.: ИМАШ РАН, 2012. С. 67—72.*
19. **R Core Team** (2017). R: A language and environment for statistical computing. R Foundation for Statistical Computing. Vienna, Austria. URL: <https://www.R-project.org/>.
20. **Гадолина И. В., Петрова И. М.** Анализ влияния параметров обработки случайного процесса нагружения на точность оценки ресурса // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 1996. № 3. С. 62—67.
21. **Исследование** нагруженности транспортных машин во временной и частотной области / И. В. Гадолина, Т. П. Грызлова, Д. А. Дубин, И. М. Петрова // *Живучесть и конструкционное материаловедение: Тр. конф. ЖивКоМ/SSMS—2018. (4—6 декабря 2018. г. Москва М.: ИМАШ РАН. С. 84—86.*
22. **ГОСТ 25.507—85.** Расчеты и испытания на прочность. Методы испытаний на усталость при эксплуатационных режимах нагружения. М.: Изд-во стандартов, 16 с.
23. **Лебединский С. Г.** Расчетное моделирование развития усталостных трещин в стали литых деталей железнодорожных конструкций // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2018. № 1. С. 66—70.
24. **Romanov A. N., Nesterenko G. I., Filimonova N. I.** Damage accumulation under variable loading of cyclically hardening material at the stages of formation and development of cracks // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2018. Т. 47. № 5. С. 410—415.

К. М. ИВАНОВ, д-р техн. наук, Г. А. ДАНИЛИН, д-р техн. наук, П. М. ВИННИК, канд. физ.-мат. наук, Е. Ю. РЕМШЕВ, канд. техн. наук, З. Н. РАСУЛОВ (БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д. Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург), e-mail: remshhev@mail.ru

Критерий приближенной монотонности процесса деформирования

Показана техника применения критерия приближенной монотонности. Приведен пример подбора технологических параметров (условий трения и степени деформации) вытяжки с утонением, обеспечивающих приближенную монотонность процесса.

Ключевые слова: монотонная деформация, условие монотонности, критерий приближенной монотонности, применение критерия приближенной монотонности, вытяжка с утонением стенки.

The technique of applying the criterion of approximate monotonicity is shown. An example of the selection of technological parameters (conditions of friction and degree of deformation) of drawing with thinning, providing an approximate monotonicity of the process, is given.

Keywords: monotonic deformation, monotonicity condition, approximate monotonicity criterion, application of the approximate monotonicity criterion, drawing with wall thinning.

Решение задач обработки металлов давлением по расчету напряженно-деформированного состояния (НДС) базируется на ряде допущений, одним из которых является принятие некоторой кривой "деформация — напряжение". В соответствии с разработанной в БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д. Ф. Устинова классификацией процессов сложного нагружения [1] выбор этой кривой тесно связан с понятием монотонной деформации, введенным в употребление Г. А. Смирновым-Аляевым [2].

Монотонная деформация (по Г. А. Смирнову-Аляеву) — это деформация, для которой выполнены сразу два условия:

1) главные оси скорости деформации $\dot{\varepsilon}_{1-3}$ совпадают с одними и теми же материальными волокнами;

2) величина $v = v_{\dot{\varepsilon}} = \frac{2\dot{\varepsilon}_2 - \dot{\varepsilon}_1 - \dot{\varepsilon}_3}{\dot{\varepsilon}_1 - \dot{\varepsilon}_3}$ не изменяется

в течение всего процесса деформации.

Г. А. Смирнов-Аляев указывает, что первое условие монотонности означает коаксиальность тензоров $T_{\dot{\varepsilon}}$, $T_{\dot{\varepsilon}}$, т. е., если обозначить через X_1, X_2, X_3 главные оси тензора $T_{\dot{\varepsilon}}$, соответствующие (именно в таком порядке) его собственным числам $\lambda_1 > \lambda_2 > \lambda_3$, а через Y_1, Y_2, Y_3 — соответствующие главные оси тензора $T_{\dot{\varepsilon}}$, то выполнены условия $X_1 \parallel Y_1, X_2 \parallel Y_2, X_3 \parallel Y_3$.

Если обозначить через α угол поворота трехгранника главных осей тензора скоростей дефор-

маций до совмещения его с трехгранником главных осей тензора деформации, то первое условие монотонности запишется равенством $\alpha = 0$. Второе условие монотонности по определению записывается равенством $v = \text{const}$.

Для произвольного процесса выбор кривой "деформация — напряжение" осуществляется в зависимости от того, выполнены ли оба условия равенства или только одно из них, или ни одного [1].

Однако на практике нельзя рассчитывать, что условия $\alpha = 0$ и $v = \text{const}$ как условия, выражаемые равенствами, выполняются точно. При решении конкретных задач часто говорят о "приближенной монотонности" процесса, никак не измеряя степень этой приближенности. В произвольном процессе величины α и v являются функциями времени: $\alpha = \alpha(t), v = v(t)$.

В работе [1] предложен критерий приближенной монотонности

$$d = \max \left[\frac{1}{\pi} \max_t (\alpha(t)); \frac{1}{2} (\max_t v(t) - \min_t v(t)) \right]. \quad (1)$$

Критерий (1) — скаляр, по величине которого можно принять решение, считать или не считать данный процесс монотонным, а также сравнить степень близости к монотонности двух различных процессов (максимумы и минимумы по t ищутся по всем значениям $t \in [0; 1]$, значение $t = 0$ соответствует началу процесса, $t = 1$ — окончанию). Критерий d приближенной монотонности удовлетворяет неравенству $0 \leq d \leq 1$, причем для монотонных процессов выполняется равенство $d = 0$.

Понятие монотонной деформации Г. А. Смирнова-Аляева устанавливает связь тензора деформаций и тензора скоростей деформаций. Однако применение теории течения для решения задач пластического деформирования обработки металлов давлением приводит к оперированию скоростями течения, скоростями деформации и напряжениями. Перемещения и деформации в таких решениях отсутствуют. В случае применения теории малых упругих деформаций, наоборот, отсутствуют скорости и скорости деформаций.

Для оценки монотонности необходимо, например, имея решение той или иной задачи пластического деформирования, полученное по теории течения, т. е., имея скорости течения, восстановить перемещения.

Покажем практическое применение критерия приближенной монотонности на примере вытяжки с утонением стенки. В работе [3] построено поле скоростей течения для вытяжки с утонением. При сделанных там предположениях очаг пластической деформации (ОПД) имеет вид кольцевого сектора, ограниченного окружностями радиусов $r = a$ и $r = b$ ($a < b$), угловой величины γ . Скорости имеют вид:

$$v_r = \frac{f(\varphi)}{r}; \quad v_\varphi = 0; \quad v_\theta = 0,$$

где согласно работе [4]

$$f(\varphi) = -v_0 a \cdot e^{\frac{2}{C\sqrt{3}}(\sqrt{1-3C_1^2} - \sqrt{1-3(C_1 - C\varphi)^2})} \quad (2)$$

и удовлетворяет неравенству $f(\varphi) < 0$.

Таким образом, перемещение частиц по ОПД происходит в радиальном направлении в сторону уменьшения радиуса. Это перемещение определяет однозначную зависимость радиальной координаты от времени, явный вид которой установлен в работе [4]:

$$t(\varphi) = \frac{r^2 - b^2}{2f(\varphi)}. \quad (3)$$

По определению скорости течения $v_r = du_r/dt$. Записав скорость v_r с учетом формулы (3) как функцию времени, находим:

$$u_r = \int_0^t \frac{f(\varphi) dt}{\sqrt{b^2 + 2tf(\varphi)}} = \sqrt{b^2 + 2tf(\varphi)} - b. \quad (4)$$

Заметим, что если в соотношении (4) снова учесть соотношение (3), то получим $u_r = r - b$, как и следовало ожидать. Очевидно, что $v_\varphi = 0$, $v_\theta = 0$. Зная перемещения, вычисляем деформации:

$$\varepsilon_r = 1; \quad \varepsilon_\varphi = \frac{r-b}{r}.$$

Для поиска сдвиговой деформации $\gamma_{r\varphi}$ используем соотношение (4):

$$\gamma_{r\varphi} = \frac{1}{r} \frac{tf'(\varphi)}{\sqrt{b^2 + 2tf(\varphi)}} = \frac{(r^2 - b^2)f'(\varphi)}{2r^2 f(\varphi)}.$$

Таким образом, тензоры деформации T_ε и скорости деформации $T_\dot{\varepsilon}$ (его компоненты взяты из работы [3]) имеют вид:

$$T_\varepsilon = \begin{pmatrix} 1 & \frac{(r^2 - b^2)f'(\varphi)}{2r^2 f(\varphi)} & 0 \\ \frac{(r^2 - b^2)f(\varphi)}{2r^2 f(\varphi)} & \frac{r-b}{r} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$T_\dot{\varepsilon} = \begin{pmatrix} -\frac{f(\varphi)}{r^2} & \frac{f'(\varphi)}{2r^2} & 0 \\ \frac{f'(\varphi)}{2r^2} & \frac{f(\varphi)}{r^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Выполнены неравенства (в первом надо учесть, что $\frac{r-b}{r} < 0$):

$$\det \begin{pmatrix} 1 & \frac{(r^2 - b^2)f'(\varphi)}{2r^2 f(\varphi)} \\ \frac{(r^2 - b^2)f(\varphi)}{2r^2 f(\varphi)} & \frac{r-b}{r} \end{pmatrix} < 0;$$

$$\det \begin{pmatrix} -\frac{f(\varphi)}{r^2} & \frac{f'(\varphi)}{2r^2} \\ \frac{f'(\varphi)}{2r^2} & \frac{f(\varphi)}{r^2} \end{pmatrix} < 0,$$

поэтому среди собственных чисел каждого из тензоров T_ε и $T_\dot{\varepsilon}$ есть одно положительное, одно нулевое и одно отрицательное, причем нулевому собственному числу для обоих тензоров соответствует собственный вектор $(0 \ 0 \ 1)$. Следовательно, две главные оси (первая и третья) одного из тензоров повернуты в плоскости XOY на некоторый угол относительно двух главных осей (первой и третьей) другого тензора. Это и есть искомый угол α . Заметим еще, что из равенства нулю одного собственного числа и условия несжимаемости (условия нулевого следа для тензора $T_\dot{\varepsilon}$) следует, что $v = 0$ на протяжении всего процесса, т. е. второе условие монотонности для данного процесса выполнено, а значит $d = \frac{1}{\pi} \max_t(\alpha(t))$.

Для вычисления угла α между первыми главными векторами двух матриц желательно, чтобы матрицы имели наиболее простой вид. Из определения собственных чисел и векторов матрицы следует, что если X — собственный вектор матрицы A , соответствующий собственному числу λ , то для любого $\mu \in (-\infty; +\infty)$ вектор X является собственным вектором матрицы $A + \mu E$ (E — единичная матрица), соответствующим собственному числу $\lambda + \mu$. Причем при замене матрицы A на матрицу $A + \mu E$ порядок собственных чисел не изменяется — наибольшее собственное число матрицы A соответствует наибольшему собственному числу матрицы $A + \mu E$. Кроме того, при умножении матрицы на любое положительное число порядок ее собствен-

ных чисел и их собственные векторы не изменяются. Это дает возможность перейти от матриц T_ε и T_ξ к матрицам более простой структуры. Исходные матрицы T_ε и T_ξ имеют вид (см. (5)):

$$T = \begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} & 0 \\ c_{12} & c_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}.$$

Перейдем от матрицы вида T к матрице $\frac{2}{c_{11}-c_{22}} \left(T - \frac{c_{11}+c_{22}}{2} E \right)$ (согласно указанному выше, с учетом того, что $(c_{11}-c_{22}) > 0$ для обеих матриц, порядок собственных чисел и соответствующие им собственные векторы при этом не изменяются):

$$\begin{aligned} & \frac{2}{c_{11}-c_{22}} \left(T - \frac{c_{11}+c_{22}}{2} E \right) = \\ & = \begin{pmatrix} 1 & \frac{2}{c_{11}-c_{22}} & 0 \\ \frac{2}{c_{11}-c_{22}} & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{c_{11}+c_{22}}{c_{11}-c_{22}} \end{pmatrix}. \end{aligned}$$

Обозначим матрицу, полученную этим преобразованием из T_ε , через A , а матрицу, полученную из T_ξ , через B :

$$A = \begin{pmatrix} 1 & a_{12} & 0 \\ a_{12} & -1 & 0 \\ 0 & 0 & a_{33} \end{pmatrix}; \quad B = \begin{pmatrix} 1 & b_{12} & 0 \\ b_{12} & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}.$$

Здесь:

$$\begin{aligned} a_{12} &= -\frac{2(b^2-r^2)}{rb} \frac{f'(\varphi)}{2f(\varphi)}; \\ b_{12} &= -\frac{f'(\varphi)}{2f(\varphi)}. \end{aligned} \quad (6)$$

Заметим, что b_{12} есть функция только от угла φ , т. е. на фиксированной траектории b_{12} не изменяется, и что $a_{12} = \frac{2(b^2-r^2)}{rb} b_{12} = kb_{12}$, где $k = \frac{2(b^2-r^2)}{rb}$ есть некий коэффициент пропорциональности, зависящий только от радиуса r , т. е. изменяющийся на любой фиксированной траектории. Так как $a \leq r \leq b$, то коэффициент k положителен. Кроме того, так как

$$k'_r = \left(\frac{2(b^2-r^2)}{rb} \right)' = -\frac{2(b^2+r^2)}{br^2} < 0,$$

то коэффициент k является монотонно убывающей функцией от r , т. е. при движении по траектории в сторону уменьшения радиуса коэффициент k монотонно возрастает.

Собственные числа и соответствующие им собственные векторы преобразованных матриц имеют вид:

для A :

$$\lambda_1 = \sqrt{1+a_{12}^2} \leftrightarrow X_1 = (1 + \sqrt{1+a_{12}^2} \quad a_{12} \quad 0);$$

$$\lambda_2 = a_{33} \leftrightarrow X_2 = (0 \quad 0 \quad 1);$$

$$\lambda_3 = -\sqrt{1+a_{12}^2} \leftrightarrow X_3 = (1 - \sqrt{1+a_{12}^2} \quad a_{12} \quad 0);$$

для B :

$$\mu_1 = \sqrt{1+b_{12}^2} \leftrightarrow Y_1 = (1 + \sqrt{1+b_{12}^2} \quad b_{12} \quad 0);$$

$$\mu_2 = 0 \leftrightarrow Y_2 = (0 \quad 0 \quad 1);$$

$$\mu_3 = -\sqrt{1+b_{12}^2} \leftrightarrow Y_3 = (1 - \sqrt{1+b_{12}^2} \quad b_{12} \quad 0).$$

Таким образом, для вычисления критерия приближенной монотонности остается вычислить угол α между первыми собственными векторами X_1 и Y_1 матриц A и B .

Угол α_1 между X_1 и осью OX составляет:

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg} \frac{a_{12}}{1 + \sqrt{1+a_{12}^2}} = \frac{\operatorname{arctg}(a_{12})}{2}.$$

Аналогично угол α_2 между Y_1 и осью OX составляет:

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{b_{12}}{1 + \sqrt{1+b_{12}^2}} = \frac{\operatorname{arctg}(b_{12})}{2}.$$

Соответственно, $\alpha = |\alpha_1 - \alpha_2|$. На любой фиксированной траектории угол α_2 постоянен. При $r = b$ (на входе в ОПД) имеем $k = 0$, тогда $a_{12} = 0$, т. е. X_1 идет по оси OX , и искомый угол $\alpha = \alpha_2$. Схема изменения угла α при движении по траектории приведена на рис. 1. С другой стороны, если $k = 1$, то матрицы A и B совпадут, т. е. будет выполнено равенство $\alpha = 0$ (решая уравнение $k = \frac{2(b^2-r_0^2)}{r_0 b} = 1$,

находим соответствующее значение $r_0 = \frac{\sqrt{17}-1}{4} b$).

При дальнейшем увеличении коэффициента k угол α_1 , уже превзошедший угол α_2 , будет продолжать увеличиваться, поэтому будет $\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$. В некоторый момент будет достигнуто равенство $\alpha_1 = 2\alpha_2$, при котором снова окажется $\alpha = \alpha_2$ (решая урав-

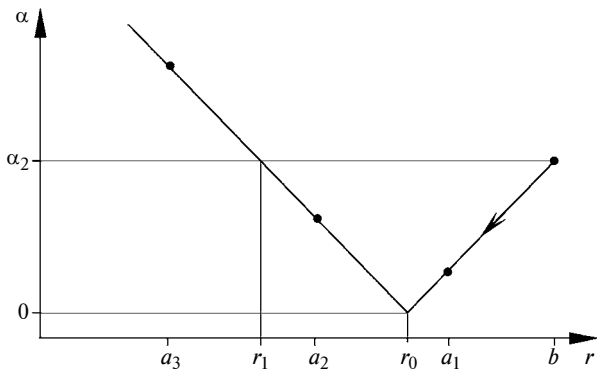


Рис. 1. Изменение угла α при движении по траектории

нение $\alpha_1 = 2\alpha_2$, находим, что при $|b_{12}| < 1$ решение существует, соответствующий коэффициент $k =$

$$= \frac{2}{1 - b_{12}^2}, \text{ а радиус } r_1 = \frac{\sqrt{4b_{12}^4 - 8b_{12}^2 + 5} - 1}{2(1 - b_{12}^2)} b \text{ (при-}$$

чем всегда выполнено неравенство $r_1 < r_0$), а при $|b_{12}| \geq 1$ равенство $\alpha_1 = 2\alpha_2$ невозможно. От величины внутреннего радиуса a зависит до какого значения будет уменьшаться радиус при движении по траектории в ОПД. Возможны три варианта:

1) если $r_0 < a$ (такое a на рис. 1 обозначено как a_1), то $\min \alpha = \alpha_2 - \alpha_1(a_1)$, $\max \alpha = \alpha_2 - \alpha_1(b) = \alpha_2$;

2) если $r_1 < a \leq r_0$ (такое a на рис. 1 обозначено как a_2), то $\min \alpha = \alpha_2 - \alpha_1(r_0) = 0$, $\max \alpha = \alpha_2 - \alpha_1(b) = \alpha_2$;

3) если $a \leq r_1$ (такое a на рис. 1 обозначено как a_3), то $\min \alpha = \alpha_2 - \alpha_1(r_0) = 0$, $\max \alpha = \alpha_1(a_3) - \alpha_2$.

Точка $r = b$ — точка входа в ОПД. Точками a_1, a_2, a_3 обозначены возможные точки выхода из ОПД — значения внутреннего радиуса ОПД при различных степенях деформации и условиях трения.

Отсюда следует, что на каждой фиксированной траектории, если толщина ОПД в радиальном направлении не слишком велика, то $d = \frac{1}{\pi} \alpha_2$ и достигается на входе в ОПД, а если толщина ОПД в радиальном направлении достаточно велика, то $d = \frac{1}{\pi} (\alpha_1(a) - \alpha_2) > \frac{1}{\pi} \alpha_2$ и достигается на выходе из ОПД. В обоих случаях угол α_2 (и, следовательно, значение d) зависит от угла φ входа в ОПД и коэффициентов трения по рабочим поверхностям пуансона и матрицы. Установим в явном виде эту зависимость, подставляя явное выражение (2) для функции $f(\varphi)$ в формулу (6). В формуле (2) в данном случае $C_1 = 0,5\beta\mu_1$, $C = \frac{\beta(0,5\mu_1 - \mu)}{\alpha}$, μ — коэффициент трения по поверхности матрицы, μ_1 — коэффициент трения по поверхности пуансона (применяется закон постоянной силы трения — за-

кон Зибеля или закон Прандтля, поэтому $0 \leq \mu \leq 0,5$, $0 \leq \mu_1 \leq 0,5$), α — угол конусности вытяжной частицы матрицы. После преобразований получим выражение

$$b_{12} = \frac{(C_1 - C\varphi)\sqrt{3}}{\sqrt{1 - 3(C_1 - C\varphi)^2}}.$$

Если обозначить $Q = C_1 - C\varphi$ (величина Q отражает совокупное влияние коэффициентов трения) и учесть, что $0 \leq \min(\beta\mu_1/2; \beta\mu) \leq Q \leq \max(\beta\mu_1/2; \beta\mu) \leq$

$$\leq 1/\sqrt{3}, \text{ то величина } \alpha_2 = \frac{\arctg(b_{12})}{2} = \frac{1}{2} \arctg \frac{Q\sqrt{3}}{\sqrt{1 - 3Q^2}}$$

монотонно возрастает от 0 до $\pi/4$. Для того чтобы выполнялось неравенство $|b_{12}| < 1$, необходимо и

$$\text{достаточно выполнение неравенства } \frac{Q\sqrt{3}}{\sqrt{1 - 3Q^2}} < 1,$$

откуда получаем $|Q| < 1/\sqrt{6}$ (при таких Q будет $\alpha_2 < \pi/8$). При этом имеем:

$$r_1 = \frac{\sqrt{135Q^4 - 54Q^2 + 5} - (1 - 3Q^2)}{2(1 - 6Q^2)} b.$$

Зависимости Q от α_2 и r_1/b приведены на рис. 2.

Итак, покажем, как оценить монотонность процесса вытяжки с утонением стенки.

Сначала рассмотрим задачу подбора технологических параметров так, чтобы деформацию можно было считать приближенно монотонной. Задаем пороговое значение критерия приближенной монотонности $d_{\pi} = 1/18$ (оно соответствует разрешенному отклонению главных осей тензора деформации от главных осей тензора деформации на угол, не превосходящий 10°), считаем, что если выполнено неравенство $d \leq d_{\pi}$, то процесс можно считать монотонным, а если выполнено неравенство $d > d_{\pi}$ — то нельзя. Такому d_{π} соответствует $\alpha_{2\pi} = \pi d_{\pi} = 0,17453$. По зависимости угла α_2 от Q (см. рис. 2, а) вычисляем пороговое значение $Q_{\pi} = \frac{1}{\sqrt{3}} \sin(2\alpha_{2\pi}) = \frac{1}{\sqrt{3}} \sin \frac{\pi}{9} = 0,19747$. Отсюда получаем ограничения на коэффициенты трения:

$$\begin{aligned} \max(\beta\mu_1/2; \beta\mu) \leq \frac{1}{\sqrt{3}} \sin \frac{\pi}{9} &\Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \begin{cases} \mu_1 \leq \frac{2}{\beta\sqrt{3}} \sin \frac{\pi}{9} \approx 0,34202; \\ \mu \leq \frac{1}{\beta\sqrt{3}} \sin \frac{\pi}{9} \approx 0,17101. \end{cases} &(7) \end{aligned}$$

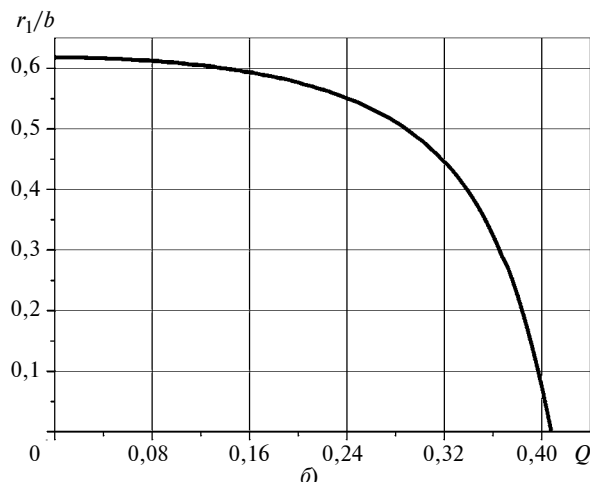
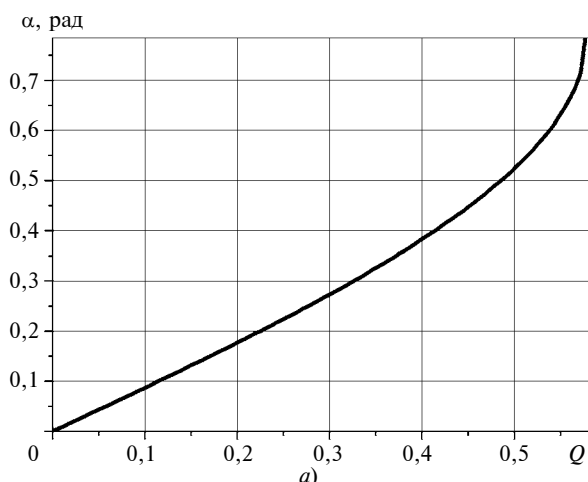


Рис. 2. Зависимости Q от угла α_2 (а) и отношения r_1/b (б)

Причем, так как $Q_{\pi} < 1/\sqrt{6} \approx 0,40825$ (т. е. $|b_{12}| < 1$), то в зависимости от степени деформации возможен любой из трех случаев, которым соответствуют точки a_1, a_2, a_3 выхода из ОПД. Для получения случая 1 из неравенства $r_0 < a$ и формул для радиусов ОПД [3, с. 279, (15.23)] $b = (R_{н.д} - r_B)/\sin\gamma$ и $a = (R_{н.п} - r_B)/\sin\gamma$ (здесь $R_{н.д}$ — наружный радиус до вытяжки с утонением, $R_{н.п}$ — наружный радиус после вытяжки, r_B — внутренний радиус, γ — угол конусности вытяжной части матрицы) получаем, что $R_{н.п}$ должен быть не слишком маленьким, т. е. степень деформации не должна быть слишком велика:

$$R_{н.п} > \frac{\sqrt{17}-1}{4} R_{н.д} + \frac{5-\sqrt{17}}{4} r_B \approx 0,78078 R_{н.д} + 0,21922 r_B.$$

Для получения случая 2, во-первых, требуется, чтобы $R_{н.п}$ был достаточно маленьким: $r_B < R_{н.п} \leq \frac{\sqrt{17}-1}{4} R_{н.д} + \frac{5-\sqrt{17}}{4} r_B \approx 0,78078 R_{н.д} + 0,21922 r_B$ (степень деформации должна быть достаточно велика), во-вторых, должно выполняться неравенство $r_1 < a$, т. е.:

$$\frac{\sqrt{153Q^4 - 54Q^2 + 5 - (1-3Q^2)}}{2(1-6Q^2)} (R_{н.д} - r_B) + r_B < R_{н.п}.$$

Для получения случая 3, во-первых, требуется выполнение неравенства

$$r_B < R_{н.п} < \frac{\sqrt{153Q^4 - 54Q^2 + 5 - (1-3Q^2)}}{2(1-6Q^2)} \times (R_{н.д} - r_B) + r_B,$$

во-вторых, так как в случае 3 выполняется условие $\max\alpha = \alpha_1(\alpha_3) - \alpha_2$, то для приближенной монотонности должно быть $\max\alpha = \alpha_1(\alpha_3) - \alpha_2 \leq \frac{\pi}{18} \approx 0,17453$, т. е.

$$\begin{aligned} \max\alpha &= \alpha_1(kb_{12}) - \alpha_2 = \\ &= \frac{1}{2} \arctg(kb_{12}) - \frac{1}{2} \arctg(b_{12}) \leq \frac{\pi}{18}. \end{aligned}$$

Отсюда имеем:

$$\frac{1}{2} \arctg(kb_{12}) - \frac{1}{2} \arctg(b_{12}) \leq \frac{\pi}{18}; \quad (8)$$

$$\arctg(kb_{12}) - \arctg(b_{12}) \leq \frac{\pi}{9}; \quad (9)$$

$$\frac{(k-1)b_{12}}{1+kb_{12}^2} \leq \frac{\pi}{9};$$

$$(k-1)b_{12} \leq (1+kb_{12}^2) \frac{\pi}{9};$$

$$\frac{\pi}{9} kb_{12}^2 - (k-1)b_{12} + \frac{\pi}{9} \geq 0;$$

$$\left[\begin{aligned} b_{12} &\geq \frac{k-1 + \sqrt{(k-1)^2 - 4k \frac{\pi}{9}}}{2k \frac{\pi}{9}}; \\ b_{12} &\leq \frac{k-1 - \sqrt{(k-1)^2 - 4k \frac{\pi}{9}}}{2k \frac{\pi}{9}}. \end{aligned} \right.$$

Неравенство (8) никогда не выполнено, так как $|b_{12}| < 1, k \geq 2$, а правая часть неравенства (8) больше 1. Область допустимых значений параметров Q и k , обеспечивающих выполнение неравенства (9) (с учетом неравенства $k > \frac{2}{1-b_{12}^2}$), показана на

рис. 3. Таким образом, увеличение параметра k в целом уменьшает область возможных значений параметра Q , что приводит к более жестким ограничениям на коэффициенты трения. Например, при $k = 5$ получаем для коэффициентов $\mu_1 \leq \frac{2}{\beta} 0,055 \approx$

$\approx 0,095, \mu \leq \frac{1}{\beta} 0,055 \approx 0,0475$ вместо ограничений (7).

Заметим еще, что $k = 5$ получается при $a \approx 0,35b$. Все это показывает, что случай 3 на практике почти не должен встречаться.

Таким образом, при необходимости получить приближенно монотонную вытяжку с утонением стенки нужно задать величину радиуса $R_{н.п}$ (радиусы $R_{н.д}, r_b$ можно считать заданными, поэтому выбор $R_{н.п}$ однозначно определяет приобретаемую степень деформации) и обеспечить допустимые (довольно маленькие) значения коэффициентов трения. В зависимости от взаимного соотношения величин радиусов $R_{н.д}, R_{н.п}, r_b$ получится приближенно монотонная вытяжка по тому или другому из случаев 1÷3.

Для решения обратной задачи — проверки, можно ли считать конкретную вытяжку с утонением стенки монотонной — необходимо прежде всего по условиям трения оценить диапазон изменения величины Q : $\min(\beta\mu_1/2; \beta\mu) \leq Q \leq \max(\beta\alpha_1/2; \beta\mu)$. Затем вычислить угол α_2 (или оценить величину α_2 по рис. 2, а). Если полученный угол α_2 превосходит пороговое значение $\alpha_{2п} = 0,17453$, то вытяжку уже нельзя считать монотонной. Если неравенство $\alpha_2 \leq \alpha_{2п} = 0,17453$ выполнено, то необходимо вычислить (или оценить по рис. 2, б) величину r_1 . Теперь по известным наружному радиусу $R_{н.д}$ детали до вытяжки, наружному радиусу $R_{н.п}$ после вытяжки, внутреннему радиусу r_b и углу γ конусности необходимо вычислить наружный b и внутренний a радиусы ОПД и проверить неравенство $a \geq r_1$. Если оно выполнено, то вытяжку можно считать монотонной. Если же выполнено неравенство $a < r_1$, то необходимо проверить выполнение неравенства

$$\frac{1}{2} \operatorname{arctg} \left(\frac{2(b^2 - a^2)}{ab} \frac{Q\sqrt{3}}{\sqrt{1 - 3Q^2}} \right) - \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{Q\sqrt{3}}{\sqrt{1 - 3Q^2}} \leq \frac{\pi}{18}. \quad (10)$$

Если оно выполнено, то вытяжку можно считать монотонной, если не выполнено — нельзя.

Пример 1. Пусть $R_{н.д} = 40$ мм, $R_{н.п} = 38,5$ мм, $r_b = 30$ мм, $\gamma = 2^\circ$, $\mu = 0,1$, $\mu_1 = 0,1$. Вычисляем: $0,058 \leq Q \leq 0,115$, $0,05 < \alpha_2 \leq 0,101$. Так как неравенство $\alpha_2 \leq \alpha_{2п} = 0,17453$ выполнено, то вычисляем диапазон изменения r_1 : $173,7 \leq r_1 \leq 176,3$ и радиусы: $b = 286,5$ мм, $a = 243,6$ мм. Так как выпол-

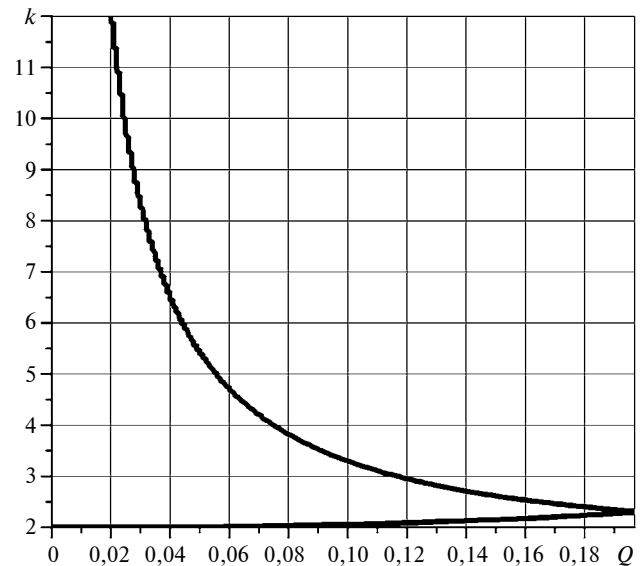


Рис. 3. Допустимые значения параметров Q и k (расположены слева от кривой), при которых реализуется случай 3 приближенной монотонности

нено неравенство $a \geq r_1$, то вытяжку можно считать монотонной.

Пример 2. Пусть $R_{н.д} = 40$ мм, $R_{н.п} = 38,5$ мм, $r_b = 30$ мм, $\gamma = 2^\circ$, $\mu = 0,2$, $\mu_1 = 0,1$. Вычисляем: $0,058 \leq Q \leq 0,231$, $0,05 < \alpha_2 \leq 0,206$. Так как часть значений α_2 превышает пороговое значение $\alpha_{2п} = 0,17453$, то вытяжку нельзя считать монотонной. Почему так произошло? Потому, что коэффициент трения μ не удовлетворяет неравенству (7). Вообще неравенства (7) являются основными условиями, от которых зависит приближенная монотонность.

Пример 3. Пусть $R_{н.д} = 40$ мм, $R_{н.п} = 36$ мм, $r_b = 30$ мм, $\gamma = 2^\circ$, $\mu = 0,1$, $\mu_1 = 0,1$. Вычисляем: $0,058 \leq Q \leq 0,115$, $0,05 < \alpha_2 \leq 0,101$. Так как неравенство $\alpha_2 \leq \alpha_{2п} = 0,17453$ выполнено, то вычисляем диапазон изменения r_1 : $173,7 \leq r_1 \leq 176,3$ и радиусы: $b = 286,5$ мм, $a = 171,9$ мм. Так как выполнено неравенство $a < r_1$, то необходимо проверить выполнение неравенства (10) на всем диапазоне изменения Q : для Q_{\min} имеем $0,056 < \pi/18 \approx 0,175$ — неравенство (10) выполнено; для Q_{\max} имеем $0,105 < \pi/18 \approx 0,175$ — неравенство (10) выполнено. Таким образом, вытяжку можно считать монотонной. Проверять выполнение неравенства (10) необходимо, даже если для части диапазона изменения r_1 неравенство $a < r_1$ выполнено, а для части — нет.

В рассмотренной модели параметрами, определяющими геометрические размеры вытяжной части матрицы, являются радиусы $R_{н.д}, R_{н.п}, r_b$, поэтому получается, что от угла конусности приближенная монотонность зависит только через радиусы b и a (как и степень деформации для вытяжки с утонением стенки, вычисленная в работе [4]) из-за того, что произвольная толщина матрицы (более 115 мм в примере 3) считается допустимой. Однако если

Г. И. МАМИТИ, М. С. ЛЬЯНОВ, доктора технических наук, С. А. СЛАНОВ (Горский государственный аграрный университет, г. Владикавказ), e-mail: avtofak.ggau@yandex.ru

Функциональный расчет барабанных тормозов автомобилей и мотоциклов

Приведены уточненные формулы для функционального расчета барабанных тормозных механизмов с неподвижными осями поворота колодок и с самоустанавливающимися колодками.

Ключевые слова: функциональный расчет, барабанный тормозной механизм, тормозной момент (момент трения), оптимальный угол наклона, опорная поверхность, самоустанавливающаяся колодка.

Refined formulae are given for the functional calculation of drum brake mechanisms with fixed axes of rotation of the shoes and with self-aligning shoes.

Keywords: functional calculation, drum brake mechanism, braking torque (friction moment), optimal, inclination angle, support surface, self-aligning shoe.

Под функциональным расчетом понимается определение тормозного момента (момента трения) тормозного механизма.

Основными характеристиками тормозного механизма являются развиваемый момент трения и долговечность по износу накладок.

Определение момента трения барабанного тормоза с неподвижными осями поворота колодок, аналитическое и графическое, приведено в работах [1; 2] проф. Н. А. Бухарина.

Книга [3] проф. М. П. Александрова содержит расчет тормозных устройств, используемых в ма-

шиностроении (с наружными колодками), которые не используются в автотракторостроении в качестве колесных тормозов. В ней обобщен отечественный и зарубежный опыт проектирования и эксплуатации тормозных устройств.

В работах [4 и др.] проф. Н. Ф. Метлюка по определению момента трения барабанного тормоза распределенные силы взаимодействия тормозного барабана и накладок колодок считаются радиальными (нормальными), что возможно только при абсолютно гладких поверхностях, т. е. при отсутствии трения.

В своем справочнике [5] проф. Л. Н. Решетов указывает на основной недостаток барабанных тормозов с неподвижными осями поворота колодок: *"В тормозах избыточные связи особенно вредны. Они вызывают неравномерную нагрузку обшивки колодок (феродо). Отсюда неравномерный и повышенный износ и подгары. Но главный вред заключается во влиянии избыточных связей на тормозной момент. Если сильно "берет" участок феродо, ближайший к оси вращения колодки (малое плечо), то будет большая сила нажатия, большой тормозной момент и возможность заклинивания колеса. Наоборот, если сильнее прижимается участок, удаленный от оси, то тормозной момент будет слабым. Следовательно, тормозные моменты на правом и левом колесе могут быть различными. Отсюда возможность заносов ав-*

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 20)

считать толщину матрицы фиксированной, то вытяжка с большой степенью утонения автоматически потребует большого угла конусности. Например, увеличивая угол конусности для данных из примера 3 до $\gamma = 12^\circ$ (и сохраняя остальные данные), получаем $b = 48,1$ мм, $a = 28,9$ мм, $29,2 \leq r_1 \leq 29,6$ с сохранением неизменными диапазонов для Q и α_2 и левых частей неравенства (10) для Q_{\min} и Q_{\max} и с по-прежнему приближенно монотонной вытяжкой.

Выводы

1. Показана техника применения критерия приближенной монотонности, его связь с технологическими параметрами на примере вытяжки с утонением стенки.

2. Приведен пример подбора технологических параметров (условий трения и степени деформации) вытяжки с утонением, обеспечивающих приближенную монотонность процесса.

3. Приведен пример проверки конкретной вытяжки с утонением стенки на приближенную монотонность.

Результаты позволяют, в частности, обоснованно выбирать кривую "деформация — напряжение".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Винник П. М., Иванов К. М. Процессы сложного нагружения в технологических задачах // Известия вузов. Машиностроение. 2016. № 6 (675). С. 62—72.
2. Смирнов-Аляев Г. А. Сопrotивление материалов пластическому деформированию. Л.: Машиностроение, 1978. 368 с.
3. Воронцов А. Л. Теория и расчеты процессов обработки металлов давлением. Т. 2. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 441 с.
4. Прогнозирование механических свойств детали, полученной вытяжкой с утонением / П. М. Винник, К. М. Иванов, Г. А. Данилин и др. // Металлообработка. 2015. № 4. (88). С. 31—36.

томобилей, серьезных аварий. Чтобы избежать этого, производят обточку обшивки колодок в сборе с мостом, которая увеличивает расход фередо и трудоемкость изготовления. Это не спасает положение (на случай смены колодок при ремонте), так как в гаражных условиях обточку в сборе произвести невозможно”.

Американский справочник [6] содержит только расчет барабанных тормозов с неподвижными осями поворота колодок.

Обзор литературы [1—6 и др.] показал, что расчет барабанных тормозов с самоустанавливающимися колодками впервые разработан в работах [7 и др.], но из-за того, что силы взаимодействия накладок колодок и барабана считают радиальными [4], не нашел распространения [8].

Опишем кратко различия между барабанными тормозами с неподвижными осями поворота колодок и с самоустанавливающимися колодками.

Барабанные тормоза с неподвижными осями поворота колодок требуют большой точности изготовления, связанной с необходимостью совмещения поверхностей трения барабана и колодок во время торможения. В противном случае происходят неравномерный, повышенный износ и подгорание накладок. Отсюда возможность заносов и серьезных аварий, вызванных разницей моментов по бортам автомобиля, не говоря о дороговизне производства.

Барабанные тормоза с самоустанавливающимися колодками не требуют повышенной точности изготовления, так как в них благодаря подвижности колодок происходит совмещение поверхностей трения, вследствие чего они нашли широкое распространение в легковых автомобилях, подкупая дешевизной производства.

Результаты исследований высокочастотных вибраций, возникающих при работе колесных барабанных тормозов, указывают на зависимость между характером эпюры распределения удельных нагрузок по длине накладок и возникновением вибраций тормозов. Замечено, что в случае синусоидального распределения давлений по длине накладок тормоз работает бесшумно, косинусоидальное же распределение давлений по длине накладок сопровождается скрипом тормозов [7].

Таким образом, важнейшей причиной скрипа тормозов является большая неравномерность распределения давлений по длине накладки, что имеет место при косинусоидальном распределении нагрузок по длине накладок или же, если нагрузка на одном из концов накладки значительно превышает удельные нагрузки в середине и на другом конце накладки. Чтобы не допустить этого в тормозе с неподвижными осями поворота колодок, барабан и колодки должны быть достаточно жесткими.

В барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками на закон распределения удельных

нагрузок по длине накладок и, следовательно, их износ решающее влияние оказывает ориентация опорной поверхности, по которой может перемещаться конец колодки. Так, в процессе торможения силы, возникающие в контакте тормозного барабана и накладок, стремятся сместить колодки по опорным поверхностям. Это нарушает равномерность распределения нагрузок в контакте колодок с тормозным барабаном, что приводит к возникновению вибраций и одностороннему (несимметричному относительно середины колодок) износу накладок.

Тормоз с неподвижными центрами поворота колодок имеет то неоспоримое преимущество, что в нем в любом случае происходит симметричный износ накладок, обусловленный самой кинематикой колодок, тогда как в тормозе с самоустанавливающимися колодками может происходить односторонний (несимметричный) износ накладок, приводящий к необходимости более частой их замены.

Рассмотрим сначала силовую схему барабанного тормоза с неподвижными осями поворота колодок, в которой колодки прижимаются к барабану разжимающими силами Q_1 и Q_2 . Условимся называть в барабанном тормозе первичной колодку, которую силы трения прижимают к опоре, а вторичной колодку, которую силы трения прижимают к разжимному устройству, и соответственно параметры, связанные с ними, обозначаются индексами 1 и 2.

Наиболее распространены в автомобилестроении и мотоцикlostроении барабанные тормоза с неподвижными осями поворота колодок, выполненные по схемам, приведенным на рис. 1.

Со стороны накладок колодок на барабан действуют распределенные активные нагрузки p_1 и p_2 , параллельные оси симметрии накладок, а со стороны барабана на накладки колодок действуют реакции $p_1 \sin \varphi$, $p_2 \sin \varphi$ и силы трения $\mu p_1 \sin \varphi$, $\mu p_2 \sin \varphi$ (рис. 2). Тангенциальные составляющие активных сил в расчетной схеме взаимно уравновешиваются. В действительности они гасятся в опорах колодок.

Силы p_1 и p_2 стремятся вытянуть барабан вдоль оси симметрии накладок, придав ему эллипсоидную форму, а направления сил трения $\mu p_1 \sin \varphi$ и $\mu p_2 \sin \varphi$ показывают различие между первичной и вторичной колодками.

Моменты трения, развиваемые первичной и вторичной колодками барабанного тормоза при постоянном коэффициенте трения μ , найдем, интегрируя выражение для элементарного момента [8] по всей длине и ширине каждой накладки:

$$M_{1,2} = \mu b R^2 p_{1,2} \int_0^{\varphi} \sin \varphi d\varphi = 2\mu b R^2 p_{1,2} \sin \alpha, \quad (1)$$

где b — ширина накладки; R — радиус поверхности трения барабана и накладок; φ — текущий координатный угол, начало отсчета которого состав-

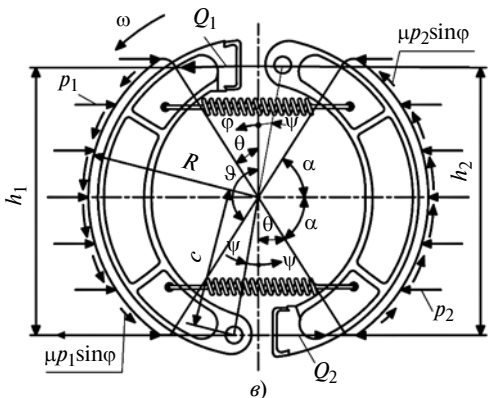
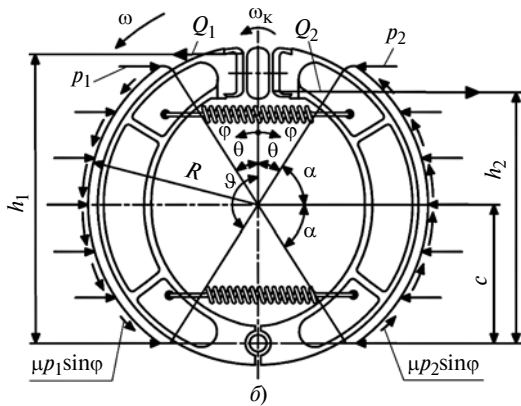
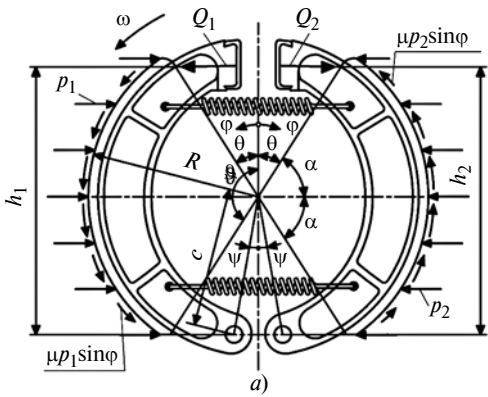


Рис. 1. Расчетные схемы барабанного тормоза с односторонними (а), совмещенными (б) и разнесенными (в) осями поворота колодок

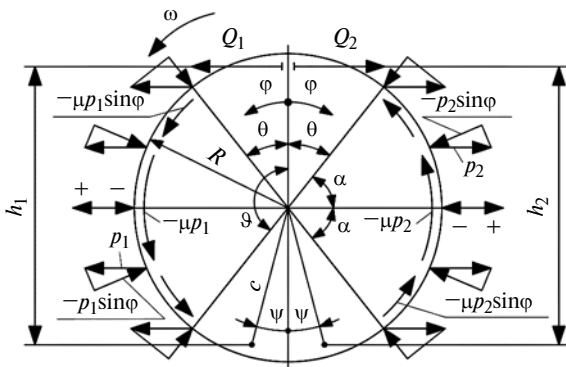


Рис. 2. Схема сил взаимодействия накладок колодок и поверхности трения барабана при торможении

ляет прямой угол с осью симметрии накладки; $\theta = \pi/2 - \alpha$; $\vartheta = \pi/2 + \alpha$.

Для определения активных нагрузок $p_{1,2}$ составим уравнения равновесия колодок, в которых верхний знак относится к первичной, а нижний к вторичной колодке:

$$Q_{1,2}h_{1,2} = bRp_{1,2} \left\{ \int_{\theta}^{\vartheta} (R\cos\varphi + c\cos\psi)d\varphi \mp \int_{\theta}^{\vartheta} [R + c\cos(\varphi + \psi)]\sin\varphi d\varphi \right\}, \quad (2)$$

где $h_{1,2}$ — плечи приложения сил $Q_{1,2}$ относительно центров поворота колодок; c — расстояние между центрами вращения барабана и поворота колодок; ψ — угловая координата центра поворота колодки.

Из уравнений (2) после интегрирования найдем:

$$p_{1,2} = Q_{1,2}h_{1,2}/bRc \left\{ 2\alpha\cos\psi \mp \mu \left[\frac{2R}{c}\sin\alpha - (\alpha + \sin\alpha\cos\alpha)\sin\psi \right] \right\}. \quad (3)$$

При совмещении оси симметрии накладок с осью симметрии тормоза обеспечиваются устойчивость и бесшумность торможения (см. рис. 1).

Моменты трения, развиваемые первичной (M_1) и вторичной (M_2) колодками, можно выразить одной формулой [7], подставив выражение (3) в формулу (1):

$$M_{1,2} = \frac{Q_{1,2}h_{1,2}}{\frac{c}{\mu R} \frac{\alpha\cos\psi}{\sin\alpha} \mp \left[1 - \frac{c}{2R} \left(\alpha + \frac{\sin 2\alpha}{2} \right) \frac{\sin\psi}{\sin\alpha} \right]}. \quad (4)$$

Для расчета по формуле (4) момента M_1 необходимо брать параметры с индексом 1 и их верхним знаком, а момента M_2 — с индексом 2 и нижним знаком.

Тогда момент, развиваемый барабанным тормозом с первичной и вторичной колодками, составит $M = M_1 + M_2$, с двумя первичными колодками — $M = 2M_1$, с двумя вторичными — $M = 2M_2$.

Формула (4) обладает универсальностью, так как применима как для тормозов с неподвижными осями колодок, так и для барабанных тормозов с самоустанавливающимися колодками. Она основана на теоретических и опытно-конструкторских работах по конструированию, расчету, изготовлению опытных образцов и испытанию барабанных тормозов автомобилей и мотоциклов, выполненных начиная с 1970 г. и обобщенных в работе [7].

С целью модернизации и упрощения расчетов без заметного влияния на конечный результат (в отличие от работ [7; 9]) в настоящей статье, как и в работе [8], принято:

накладки колодок воздействуют на барабан параллельными, относительно оси симметрии накладки, активными (+), равномерно распределен-

ными удельными нагрузками p_1 и p_2 , с началом отсчета текущего угла φ от нормали к оси симметрии каждой накладке (см. рис. 2);

вращающийся барабан реагирует на накладки колодок пассивными (–) нагрузками, представляющими собой нормальные составляющие активных сил, действующие в обратном направлении: $-p_1 \sin \varphi$ и $-p_2 \sin \varphi$, которые достигают максимальных величин $-p_1$ и $-p_2$, $-\mu p_1$ и $-\mu p_2$ при $\varphi = \pi/2$.

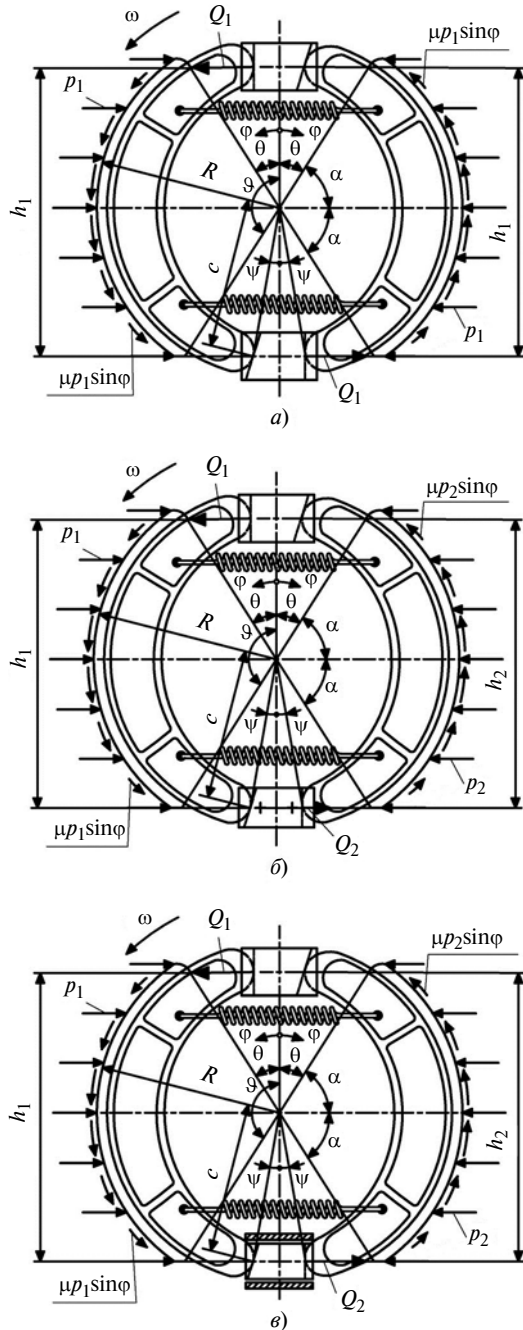


Рис. 3. Схемы барабанных тормозов с самоустанавливающимися колодками:

с двумя первичными и двумя колесными гидроцилиндрами (а); первичной, вторичной и опорной пластиной (б); воздействием одной первичной колодки на вторую через стержень, помещенный в направляющей (в)

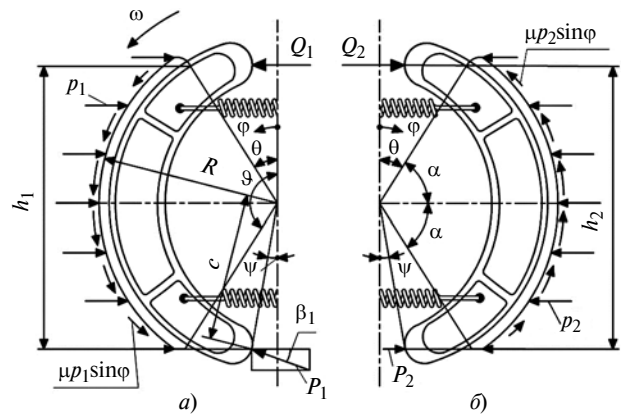


Рис. 4. Схема к определению углов наклона опорных поверхностей самоустанавливающихся колодок

Для того чтобы при достаточной жесткости тормозного барабана и колодок добиться синусоидального распределения нагрузок по длине накладок и тем самым исключить высокочастотные вибрации тормозов, обеспечив одновременно симметричный износ накладок, наиболее близкий к равномерному, необходимо таким образом ориентировать опорную поверхность, по которой по мере износа накладок скользит самоустанавливающаяся колодка, чтобы она работала как колодка с неподвижной осью поворота. Поэтому важнейшей задачей расчета барабанных тормозов с самоустанавливающимися колодками является аналитическое определение оптимальных углов наклона рабочих опорных поверхностей.

Схемы возможных конструктивных исполнений барабанного тормоза с самоустанавливающимися колодками для легкового автомобиля приведены на рис. 3, а–в.

Очевидно, что условием симметричного износа накладок самоустанавливающихся колодок является уравнивание сил, стремящихся сместить колодки, реакцией опорной поверхности. Это условие будет соблюдено, если опорные поверхности выполнить с таким наклоном, чтобы результирующие сил, смещающих колодки, полностью уравнивались реакциями опорных поверхностей.

Тогда для случая нагружения самоустанавливающихся колодок параллельными относительно оси симметрии их накладок, равномерно распределенными удельными нагрузками и соответствующими им тангенциальными силами трения (см. рис. 3) найдем:

$$\operatorname{tg} \beta_{1,2} = \left(\mu \int_{\theta}^{\vartheta} \sin^2 \varphi d\varphi - \frac{Q_{1,2}}{b R p_{1,2}} \right) / \left(\int_{\theta}^{\vartheta} d\varphi \mp \mu \int_{\theta}^{\vartheta} \sin \varphi \cos \varphi d\varphi - \frac{Q_{1,2}}{b R p_{1,2}} \right), \quad (5)$$

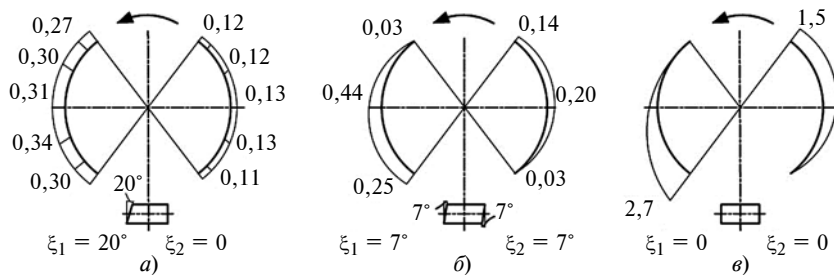


Рис. 5. Эпюры износа накладок колодок барабанных тормозов с самоустанавливающимися колодками

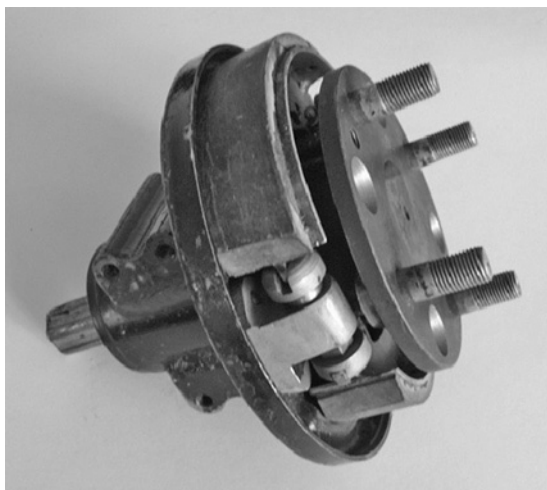


Рис. 6. Барабанный тормоз с воздействием одной самоустанавливающейся колодки на вторую через промежуточный стержень, помещенный в направляющей

где β_1, β_2 ($\beta_{1,2}$) — углы наклона опорных поверхностей соответственно первичной и вторичной самоустанавливающихся колодок; b — ширина накладок; p_1, p_2 ($p_{1,2}$) — удельные нагрузки на накладках первичной и вторичной колодок. Остальные параметры показаны на рис. 4.

Подставив в равенство (5) выражение (2), после интегрирования окончательно получим:

$$\operatorname{tg} \beta_{1,2} = \left(\frac{\mu}{2} (\alpha + \sin \alpha \cos \alpha) \right) / (\alpha - K_{1,2}). \quad (6)$$

В выражении (6) μ — коэффициент трения; α — половина угла охвата;

$$K_{1,2} = \frac{c}{h} \left[\alpha \cos \psi \mp \mu \left(\frac{R}{c} \sin \alpha - \frac{\alpha + \sin \alpha \cos \alpha}{2} \sin \psi \right) \right],$$

где c — расстояние от центра вращения барабана до точки контакта колодки с опорной поверхностью; h — плечо приложения разжимающей силы; ψ — угловая координата центра поворота колодки; R — радиус трения барабана.

Исследования показали, что наибольшее влияние на величины тормозного момента и оптималь-

ных углов наклона опорных рабочих поверхностей оказывают изменение коэффициента трения и координат угла охвата тормозных накладок.

На рис. 5 приведены эпюры износа в миллиметрах накладок трех барабанных тормозов с самоустанавливающимися колодками: экспериментального, с рассчитанными углами наклона опорной пластины (рис. 5, а); ВА3-2105 после пробега 7000 км (рис. 5, б); ВА3-2101 после пробега 46 000 км (рис. 5, в).

Испытания барабанного тормоза с воздействием одной самоустанавливающейся колодки на другую (см. рис. 3, в и рис. 6) показали, что вторая колодка развивает такой же момент трения, как первая, т. е. обладает эффективностью тормоза с двумя первичными колодками (см. рис. 3, а), но проще и дешевле, так как в нем один гидроцилиндр.

Во время работы тормоза колодки под воздействием стяжных пружин сползают по наклонным поверхностям опорной пластины, что также приводит к возникновению вибраций и одностороннему износу накладок. Вибрации и неравномерный износ накладок, вызванные действием стяжных пружин, устраняются, если пружины закрепить так, чтобы линии их действия были расположены по нормальям к нажимным и опорным поверхностям колодок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. Теория, конструкция, расчет и испытание. Л.: Машгиз, 1950. 292 с.
2. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля: Учеб. пос. для вузов. Л.: Машиностроение, 1973. 504 с.
3. Александров М. П. Тормозные устройства в машиностроении. М.: Машиностроение, 1965. 676 с.
4. Автушко В. П., Имашева Н. П., Метлюк Н. Ф. К определению сил, действующих в системе тормозной барабан — накладка — колодка // Автотракторостроение. Вып. 19. Теория и проектирование. Минск: Вышэйшая школа, 1984. С. 3—6.
5. Решетов Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. М.: Машиностроение, 1979. 334 с.
6. Tyler G. Hicks. Handbook of Mechanical Engineering Calculations. New York: McGraw-Hill Education, 2006. 1776 p.
7. Мамити Г. И. Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов: Учеб. пос. Минск: Изд-во "Дизайн ПРО", 1997. 112 с.
8. Мамити Г. И., Кочиев З. Т., Сланов С. А. Функциональный расчет барабанного тормоза колесной машины // Автомобильная промышленность. 2017. № 11. С. 7—11.
9. Мамити Г. И., Льянов М. С. Функциональный и прочностной расчет тормозов мотоцикла. Владикавказ: Рухс, 2002. 219 с.

Е. С. ЮШИН, канд. техн. наук, И. Ю. БЫКОВ, д-р техн. наук (Ухтинский ГТУ), e-mail: EvgeniyYushin@mail.ru

Аналитическая оценка прогнозных показателей эксплуатационной надежности установок электроцентробежных насосов на основе эмпирических наблюдений за их отказами

Представлена методика аналитической оценки прогнозных показателей эксплуатационной надежности оборудования на основе эмпирических наблюдений за отказами (на примере установок электроцентробежных насосов для добычи нефти).

Ключевые слова: установка электроцентробежного насоса, показатели эксплуатационной надежности, наработка на отказ, статистический анализ, прогнозные показатели, распределение Вейбулла, критический срок эксплуатации, интенсивность восстановления, интенсивность замен, аналитическая методика.

A methodology for the analytical assessment of predicted operational reliability indicators of equipment based on empirical observations of failures (using the example of electric centrifugal pump installations for oil production) is presented.

Keywords: electric centrifugal pump installation, indicators of operational reliability, mean time between failures, statistical analysis, forecast indicators, Weibull distribution, critical service life, recovery rate, replacement rate, analytical method.

Установки электроцентробежных насосов (УЭЦН) используются для скважинной добычи пластовой продукции (подъема углеводородной смеси на поверхность при механизированной эксплуатации) и являются одним из наиболее распространенных и применяемых видов отраслевого оборудования в процессах нефтегазодобычи.

Надежность и работоспособность нефтегазопромышленного оборудования любого типа, в том числе и УЭЦН, имеют существенную значимость, соотносимую, в первую очередь, с безопасностью ведения промышленных работ, а также с экономической рентабельностью процесса добычи пластовой продукции. Стоит отметить, что основная часть отказов УЭЦН связана с работой подземного оборудования, включающего в себя погружной электронасос с электродвигателем, которые соединены с колонной насосно-компрессорных труб (НКТ) посредством резьбового соединения.

Такой тип сочленения лифтовой колонны НКТ и погружного электронасоса при восприятии различного рода вибрационных нагрузок в работе способствует наступлению одного из характерных аварийных состояний УЭЦН — обрыву по резьбе и падению электронасоса на забой скважины (так

называемый полет или РС-отказ). Кроме того, к наиболее вероятным видам отказов УЭЦН можно отнести коррозионные повреждения НКТ, отложения солей и асфальтосмолопарафинистых веществ в рабочих органах проточной части насоса, а также в лифтовом подъемнике (трубной колонне), кавитационное разрушение элементов ступеней насоса, механические повреждения и критический износ деталей, пробой и расслоение электрокабеля и некоторые другие.

Известно, что показатели надежности оборудования могут быть рассчитаны математически с применением статистических методов по результатам мониторинга за их отказами. Для оценки этих величин на примере скважинного насосного оборудования воспользуемся промышленными статистическими данными наработки до отказа по фонду УЭЦН в ООО "ЛУКОЙЛ — Западная Сибирь" [1] в диапазоне от 0 до 1500 суток.

Как видно из представленной на рис. 1 диаграммы [1], все отказы УЭЦН распределены поинтервально на 15 временных периодов, выраженных в сутках. Длительность каждого интервала составила 100 сут, а общее число статистических наблюдений $N(O) = 5214$. Для наглядности на диаграмме распределения отказов УЭЦН во времени нанесли сглаженную кривую, позволяющую предварительно отнести представленное распределение случайной величины к закону распределения Вейбулла. Этот закон, как правило, удачно коррелирует со

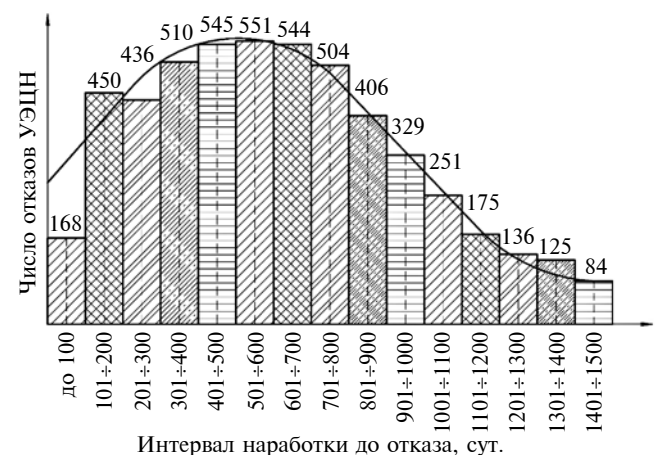


Рис. 1. Диаграмма наработки до отказа УЭЦН по фонду ООО "ЛУКОЙЛ — Западная Сибирь" за 2016 г. [1]

статистическими данными, полученными в результате мониторинга за работой оборудования нефтегазовой отрасли [2].

Таким образом, при числе наблюдений $N(O) = 5214$ в статистическом ряде анализируемая выборка будет иметь вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 \div 100(168); 101 \div 200(450); 201 \div 300(436); \\ 301 \div 400(510); 401 \div 500(545); 501 \div 600(551); \\ 601 \div 700(544); 701 \div 800(504); 801 \div 900(406); \\ 901 \div 1000(329); 1001 \div 1100(251); 1101 \div 1200(175); \\ 1201 \div 1300(136); 1301 \div 1400(125); 1401 \div 1500(84). \end{array} \right\}$$

Здесь перед скобками указан интервал наработки до отказа (в сутках), а в скобках — число отказов, соответствующих этой наработке.

Выборка свободна от грубых ошибок, что подтверждается расчетом по теореме Фишера [3], а также однородна и совместима, что проверено с использованием непараметрического критерия χ^2 ("хи-квадрат") [4]. Кроме того, выборка проверена на количественную полноту [5] при условии абсолютной погрешности не хуже 10 % и уровне доверительности $\gamma = 0,95$. При этом число $N(O)$ наблюдений в статистической выборке должно быть не менее 93; принятая к обработке выборка содержит кратно большее число наблюдений, а именно $N(O) = 5214$. Таким образом, статистический ряд является репрезентативным.

Представленная выборка была предварительно разбита на интервалы. Однако если выборка не имеет этого распределения, то группирование наблюдений следует выполнить с учетом числа ин-

тервалов, вычисленного из условия Штургеса или по формуле Шторма [6].

Принято число интервалов $k_i = 15$, границы интервалов соответствуют заданным диаграммой (см. рис. 1). Сведем эти значения в табл. 1, а также выполним вспомогательные расчеты и внесем в нее эти результаты.

Для заполнения табл. 1 с целью последующих расчетов определяют:

а) середины интервалов из условия

$$t_{cp.i} = \frac{t_i + t_{i+1}}{2},$$

где t_i, t_{i+1} — границы выбранных интервалов, например:

$$t_{cp.1} = \frac{0 + 100}{2} = 50;$$

б) частоты событий:

$$r_{ni} = m_{ni}/N(O),$$

где m_{ni} — число эмпирических наблюдений, попавших в i -й интервал, например:

$$r_{n1} = \frac{168}{5214} = 0,032;$$

.....

$$r_{n15} = \frac{84}{5214} = 0,016;$$

в) эмпирическую плотность распределения:

$$f_i^*(t_i) = r_{ni}/\Delta t_i$$

Таблица 1

Вспомогательная расчетная таблица

Номер п/п	Интервал времени, $t_i \div t_{i+1}$, СУТ	Величина интервала Δt_i , СУТ	Середина интервала $t_{cp.i}$, СУТ	Число наблюдений в интервале m_{ni}	Частота событий r_{ni}	Плотность распределения	
						эмпирическая $f_i^*(t_i)$	теоретическая $f_i(t_{cp.i})$
1	0÷100	100	50	168	0,032	0,00032	0,00026
2	101÷200	100	150	450	0,086	0,00086	0,00066
3	201÷300	100	250	436	0,084	0,00084	0,00095
4	301÷400	100	350	510	0,098	0,00098	0,00112
5	401÷500	100	450	545	0,105	0,00105	0,00118
6	501÷600	100	550	551	0,106	0,00106	0,00115
7	601÷700	100	650	544	0,104	0,00104	0,00106
8	701÷800	100	750	504	0,097	0,00097	0,00091
9	801÷900	100	850	406	0,078	0,00078	0,00075
10	901÷1000	100	950	329	0,063	0,00063	0,00059
11	1001÷1100	100	1050	251	0,048	0,00048	0,00045
12	1101÷1200	100	1150	175	0,034	0,00034	0,00032
13	1201÷1300	100	1250	136	0,026	0,00026	0,00022
14	1301÷1400	100	1350	125	0,024	0,00024	0,00015
15	1401÷1500	100	1450	84	0,016	0,00016	0,00010

или

$$f_i^*(0 \div 100) = \frac{0,032}{100} = 3,2 \cdot 10^{-4};$$

.....

$$f_i^*(1401 \div 1500) = \frac{0,016}{100} = 1,6 \cdot 10^{-4}.$$

Далее выполняется проверка статистического ряда на принадлежность к некоторому теоретическому распределению. Из анализа статистического ряда (см. табл. 1) следует, что для рассматриваемой статистической выборки характерно непрерывное распределение по закону Вейбулла, что подтверждено дополнительным расчетом по критерию Пирсона [5].

Распределение Вейбулла задается трехпараметрической плотностью вероятности: параметром масштаба, параметром формы и параметром положения. Параметр положения, как правило, принимают равным нулю, поэтому распределение Вейбулла принято называть двухпараметрическим.

Функция $f(t)$ плотности распределения Вейбулла принимает вид:

$$f(t) = \lambda_0^* m_0 t^{m_0-1} \exp(-\lambda_0^* t^{m_0}).$$

Функция $F(t)$ распределения Вейбулла, вероятность $P(t)$ безотказной работы и интенсивность $\lambda(t)$ отказов получают вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} F(t) = 1 - \exp(-\lambda_0^* t^{m_0}); \\ P(t) = \exp(-\lambda_0^* t^{m_0}); \\ \lambda(t) = \lambda_0^* m_0 t^{m_0-1}. \end{array} \right.$$

Как видим, эти выражения имеют неизвестные параметр формы m_0 и комплексный параметр положения λ_0^* . Эти величины можно определить с помощью вероятностной бумаги (метод обладает простотой и оперативностью, но недостаточно точен) или расчетным способом. С целью исключения громоздкого вычислительного процесса определим параметры распределения Вейбулла табулированным методом по рекомендациям И. Ю. Быкова [5].

Этот метод сводится к тому, что параметр формы m_0 определяется по известному значению коэффициента $v_{\text{вар}}^*$ вариации. Для определения $v_{\text{вар}}^*$ необходимо выполнить вспомогательные расчеты.

Среднеарифметическое значение выборки \bar{t} , соответствующее среднему значению наработки T^* УЭЦН до отказа, составляет:

$$\bar{t} = T^* = \sum_{i=1}^{k_i=15} t_{\text{ср.}i} r_{ni} = \sum_{i=1}^{k_i=15} 50 \cdot 0,032 + \dots + 1450 \cdot 0,016 = 618,78.$$

Среднеквадратическое отклонение случайной величины

$$\bar{S}_t = \sqrt{\sum_{i=1}^{k_i=15} (t_{\text{ср.}i} - \bar{t})^2 r_{ni}} =$$

$$= \sqrt{(50 - 618,78)^2 \cdot 0,032 + \dots + (1450 - 618,78)^2 \cdot 0,016} =$$

$$= 341,94.$$

Тогда коэффициент вариации рассчитаем по зависимости:

$$v_{\text{вар}}^* = \frac{\bar{S}_t}{\bar{t}} = \frac{341,94}{618,78} = 0,5526.$$

Значение параметра формы $m_0 = f(v_{\text{вар}}^*)$ находим табулированным методом. При ближайшем к расчетному табличному коэффициенту вариации $v_{\text{вар}}^* = 0,5532$ параметр формы $m_0 = 1,88$ [5].

Комплексный параметр положения можно рассчитать по формуле

$$\lambda_0^* = B_Y / \bar{t}^{m_0},$$

где B_Y — табулированный корректирующий коэффициент.

При параметре формы $m_0 = 1,88$ коэффициент $B_Y = 0,7993$ [5].

Тогда комплексный параметр положения

$$\lambda_0^* = \frac{0,7993}{618,78^{1,88}} = 4,52 \cdot 10^{-6}.$$

С учетом найденных параметров m_0 и λ_0^* выражения для расчета $f(t)$, $F(t)$, $P(t)$ и $\lambda(t)$ запишутся следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} f(t) = 8,50 \cdot 10^{-6} t^{0,88} \exp(-4,52 \cdot 10^{-6} t^{1,88}); \\ F(t) = 1 - \exp(-4,52 \cdot 10^{-6} t^{1,88}); \\ P(t) = \exp(-4,52 \cdot 10^{-6} t^{1,88}); \\ \lambda(t) = 8,50 \cdot 10^{-6} t^{0,88}. \end{array} \right.$$

Расчет представленных функциональных зависимостей, а также показателей интенсивности $H(t)$ восстановления и интенсивности $q(t)_{\text{от}}$ замен отказавших изделий проведем для среднего значения $t_{\text{ср.}i}$ каждого из временных интервалов наработки УЭЦН до отказа.

К примеру:

плотность $f(t)$ распределения отказов:

$$f(50) = 8,50 \cdot 10^{-6} \cdot 50^{0,88} \exp(-4,52 \cdot 10^{-6} \cdot 50^{1,88}) =$$

$$= 2,6 \cdot 10^{-4};$$

$$f(1450) = 8,50 \cdot 10^{-6} \cdot 1450^{0,88} \times$$

$$\times \exp(-4,52 \cdot 10^{-6} \cdot 1450^{1,88}) = 1,0 \cdot 10^{-4};$$

функция $F(t)$ наработки до отказа:

$$F(50) = 1 - \exp(-4,52 \cdot 10^{-6} \cdot 50^{1,88}) = 0,0070;$$

$$F(1450) = 1 - \exp(-4,52 \cdot 10^{-6} \cdot 1450^{1,88}) = 0,9811;$$

безотказность $P(t)$ работы:

$$P(50) = \exp(-4,52 \cdot 10^{-6} \cdot 50^{1,88}) = 0,9930;$$

$$P(1450) = \exp(-4,52 \cdot 10^{-6} \cdot 1450^{1,88}) = 0,0189;$$

интенсивность $\lambda(t)$ отказов:

$$\lambda(50) = 8,50 \cdot 10^{-6} \cdot 50^{0,88} = 0,0266 \cdot 10^{-2};$$

$$\lambda(1450) = 8,50 \cdot 10^{-6} \cdot 1450^{0,88} = 0,5145 \cdot 10^{-2};$$

интенсивность $H(t)$ восстановления отказавших изделий (по известной из теории надежности зависимости):

$$H(t) = \frac{t}{t} + \frac{\bar{S}_t}{2t^2} - 0,5 = 1,61 \cdot 10^{-3}t - 0,347;$$

или

$$H(50) = 1,61 \cdot 10^{-3} \cdot 50 - 0,347 = 0;$$

$$H(1450) = 1,61 \cdot 10^{-3} \cdot 1450 - 0,347 = 1,9963;$$

интенсивность $q(t)_{от}$ замен отказавших изделий (по известной из теории надежности зависимости):

$$q(t)_{от} = \lambda(t)H(t)$$

или

$$q(50)_{от} = 0,1095 \cdot 10^{-2} \cdot 0 = 0;$$

$$q(1450)_{от} = 0,4832 \cdot 10^{-2} \cdot 1,9963 = 1,0272 \cdot 10^{-2}.$$

Для удобства сведем рассчитанные показатели надежности УЭЦН в табл. 2, а также представим их в виде графиков (рис. 2). Анализируя эти графики, можно сделать ряд принципиальных заключений.

Прежде всего можно заключить, что процесс отказов УЭЦН формируется во всем интервале рассмотренного эксплуатационного времени. Если принять за оптимальный показатель вероятности безотказной работы $P(t) = 0,88$, что соответствует классу III надежности [5], то критическим для УЭЦН является срок эксплуатации $t_{кр} = 235$ сут (см. рис. 2).

Средний темп снижения надежности в этом временном интервале составляет:

$$(1 - 0,88)/235 \cdot 100 \% = 0,28 \%/сут.$$

После истечения этого критического срока надежность рассматриваемой системы стремительно уменьшается в течение последующих 1265 сут практически до нуля со средним темпом 0,07 %/сут, что меньше докритического темпа снижения надежности в 4 раза.

Таблица 2

Расчетные параметры надежности УЭЦН

Номер п/п	Интервал времени, $t_i \div t_{i+1}$, сут	Величина интервала Δt_i , сут	Середина интервала $t_{cp,i}$, сутки	Функция наработки до отказа $F(t)$	Показатели надежности			
					Безотказность работы $P(t)$	Интенсивность отказов $\lambda(t) \cdot 10^2$	Интенсивность восстановления $H(t)$	Интенсивность отказавших изделий $q(t)_{от} \cdot 10^2$
1	0÷100	100	50	0,0070	0,9930	0,0266	0	0
2	101÷200	100	150	0,0542	0,9458	0,0699	0	0
3	201÷300	100	250	0,1355	0,8645	0,1095	0,0570	0,0062
4	301÷400	100	350	0,2398	0,7602	0,1473	0,2186	0,0322
5	401÷500	100	450	0,3558	0,6442	0,1838	0,3802	0,0699
6	501÷600	100	550	0,4734	0,5266	0,2192	0,5419	0,1188
7	601÷700	100	650	0,5843	0,4157	0,2540	0,7035	0,1787
8	701÷800	100	750	0,6830	0,3170	0,2881	0,8651	0,2492
9	801÷900	100	850	0,7663	0,2337	0,3216	1,0267	0,3302
10	901÷1000	100	950	0,8333	0,1667	0,3547	1,1883	0,4214
11	1001÷1100	100	1050	0,8850	0,1150	0,3873	1,3499	0,5228
12	1101÷1200	100	1150	0,9232	0,0768	0,4196	1,5115	0,6342
13	1201÷1300	100	1250	0,9503	0,0497	0,4515	1,6731	0,7555
14	1301÷1400	100	1350	0,9688	0,0312	0,4832	1,8347	0,8865
15	1401÷1500	100	1450	0,9811	0,0189	0,5145	1,9963	1,0272

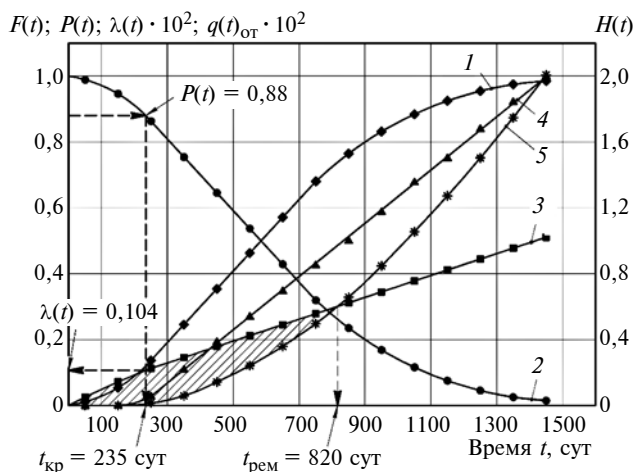


Рис. 2. Показатели надежности УЭЦН при $\Delta P_{\max} \leq 0,1$; $\gamma = 0,95$; $N(O) = 5214$:

1 — функция $F(t)$ наработки до отказа; 2 — безотказность $P(t)$ работы; 3 — интенсивность $\lambda(t)$ отказов; 4 — интенсивность $H(t)$ восстановления; 5 — интенсивность $q(t)_{\text{от}}$ замен отказавших изделий

Иная картина наблюдается при анализе показателя интенсивности отказов. До критического срока эксплуатации интенсивность отказов не превышает $0,104 \cdot 10^{-2} \text{ сут}^{-1}$ с темпом прироста:

$$0,104 \cdot 10^{-2} / 235 = 0,0443 \cdot 10^{-4} \text{ сут}^{-1} / \text{сут.}$$

После критического срока эксплуатации средний темп прироста показателей интенсивности отказов практически не изменяется. К примеру, этот показатель уменьшается до $0,0406 \cdot 10^{-4} \text{ сут}^{-1} / \text{сут}$ (при наработке 1265 дней после критического срока), что в 1,09 раза ниже темпа докритического прироста отказов. Это позволяет судить о линейно возрастающей интенсивности отказов УЭЦН, что подтверждается графиком (кривая 3).

Этот анализ убедительно свидетельствует о том, что при достижении критического срока эксплуатации $t_{\text{кр}} = 235$ сут рассматриваемый тип насосного оборудования должен быть поставлен под систематический технический надзор, что позволяет управлять процессом предупреждения отказов и последующих аварий с УЭЦН.

На рис. 2 также приведены графики интенсивности восстановления (кривая 4) и интенсивности замен (кривая 5) отказавших изделий. Функция $H(t)$ интенсивности восстановления характеризует неиспользованные резервы повышения надежности рассматриваемой системы. Действительно, если функция $\lambda(t)$ интенсивности отказов характеризует вероятность возникновения отказа для рассматриваемого момента времени, то функция интенсивности восстановления укажет на фактически существующую интенсивность замен отказавших изделий. Эта интенсивность на рис. 2 характеризуется кривой 5. Сравнивая кривые 3 и 5, можно наглядно

наблюдать динамику отставания ремонтных работ по замене вышедших из строя установок до момента времени $t_{\text{рем}} = 820$ сут, что характеризует упускаемые возможности по поддержанию надежности системы. Упущенный шанс можно оценить количественно на заданный момент времени t , вычислив разность ординат кривых 3 и 5 в этот момент, а за весь период эксплуатации — определив площадь, заключенную между кривыми 3 и 5 на координатном поле графиков (на рис. 2 для наглядности отмечено штриховкой).

Таким образом, представленная методика позволяет формировать аналитические зависимости для прогнозных расчетов показателей надежности УЭЦН на основе эмпирических наблюдений за их отказами в процессе эксплуатации. В частности, для рассматриваемой выборки с уровнем доверительности $\gamma = 0,95$ и погрешностью расчетов не более $\Delta P_{\max} \leq 0,1$ установлено:

для класса III надежности с вероятностью безотказной работы $P(t) = 0,88$ критическим для УЭЦН является срок эксплуатации $t_{\text{кр}} = 235$ сут, по наступлению которого насосное оборудование рассматриваемого типа должно быть поставлено под систематический технический надзор и мониторинг;

динамика отставания ремонтных работ по замене вышедших из строя УЭЦН наблюдается вплоть до момента времени $t_{\text{рем}} = 820$ сут;

упускаемую возможность по поддержанию надежности системы можно оценить количественно на заданный момент времени t по разности ординат кривых функциональных зависимостей $f = \lambda(t)$ и $f = q(t)_{\text{от}}$, а за весь период эксплуатации — по площади, заключенной между этими кривыми.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Хасанов И. Г. Итоги работы с механизированным фондом скважин ООО "ЛУКОЙЛ — Западная Сибирь" за 2012—2016 годы // Инженерная практика. М.: ООО "Би Джи Промоушн", 2017. № 11. С. 14—21.
2. Бабаев С. Г., Габитов И. А., Меликов Р. Х. Основы теории надежности нефтепромыслового оборудования: учебник / Под общ. ред. С. Г. Бабаева. Баку: АГНА, 2015. 400 с.
3. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров: справочник. М.: Недра, 1974. 832 с.
4. Гусейнзаде М. А., Калинина Э. В., Добкина М. К. Методы математической статистики в нефтяной и газовой промышленности. М.: Недра, 1979. 340 с.
5. Быков И. Ю., Цхадая Н. Д. Эксплуатационная надежность и работоспособность нефтегазовых машин: учебное пособие М.: ЦентрЛитНефтегаз, 2010. 304 с.
6. Львовский Е. Н. Статистические методы построения эмпирических формул: учебное пособие. М.: Высшая школа, 1988. 239 с.
7. Закс Л. Статистическое оценивание / Пер. с нем. В. Н. Варьгина; науч. ред. и предисл. Ю. П. Адлера и В. Г. Горского. М.: Статистика, 1976. 597 с.

И. В. ЛАВРОВ, канд. физ.-мат. наук, А. А. КОЧЕТЫГОВ, В. В. БАРДУШКИН, д-р физ.-мат. наук (Национальный исследовательский университет «МИЭТ»), А. П. СЫЧЕВ, канд. физ.-мат. наук (Федеральный исследовательский центр Южный научный центр РАН, Ростов-на-Дону), В. Б. ЯКОВЛЕВ, д-р физ.-мат. наук (Национальный исследовательский университет «МИЭТ», Институт нанотехнологий микроэлектроники РАН), e-mail: alekc_sap@mail.ru

Прогнозирование эффективной теплопроводности многокомпонентных трибокомполитов с учетом контактного термосопротивления между включениями и матрицей¹

Предложен метод прогнозирования эффективной теплопроводности матричного композита с несколькими видами сферических включений с контактным термосопротивлением на границе матрицы и включений. Метод основан на обобщенном приближении эффективного поля для неоднородной среды с включениями с оболочкой. Проведены модельные расчеты для матричного трибокомполита с двумя видами включений.

Ключевые слова: эффективная теплопроводность, контактное термосопротивление, композиционный материал, матрица, включение с оболочкой, приближение Максвелла—Гарнетта, обобщенное приближение эффективного поля.

A method is proposed for predicting the effective thermal conductivity of a matrix composite with several types of spherical inclusions with contact thermal resistance at the boundary of the matrix and inclusions. The method is based on a generalized effective-field approximation for an inhomogeneous medium with inclusions with a shell. Model calculations were performed for a matrix tribocomposite with two types of inclusions.

Keywords: effective thermal conductivity, contact thermal resistance, composite material, matrix, inclusion with a shell, Maxwell—Garnett approximation, generalized effective-field approximation.

Для композиционных материалов, широко используемых в конструктивных элементах, деталях и узлах механизмов, наряду с механическими свойствами, в том числе трибологическими, большое значение имеют их теплофизические свойства, в частности, теплопроводность. Это обусловлено тем, что при эксплуатации данные элементы испытывают интенсивные воздействия разной физической природы, вызывающие в них специфические распределения тепловых потоков и температурных полей, что может значительно изменять функциональные свойства неоднородных материалов. Например, при трении происходит неравномерное нагревание поверхностных и объемных слоев тру-

щихся элементов, вследствие чего усиливаются диффузионные и сегрегационные процессы в материалах, что может существенно изменить их физико-механические свойства [1].

Уменьшить градиент возникающего при трении температурного поля, а также само поле можно повышением эффективной теплопроводности композита. Поэтому актуальными являются исследования по прогнозированию теплопроводящих свойств композитов, которые зависят от их состава и структуры.

Исследованиями [2—6] установлено, что тепловые контакты между включениями и матрицей, а также между разными включениями в композитах не являются идеальными. При прохождении теплового потока через неоднородный материал наблюдается скачок температуры на границе между средами с разными свойствами, что можно объяснить тепловым контактным сопротивлением на границе двух сред. Данное явление впервые обнаружил П. Л. Капица при исследовании теплопереноса в жидком гелии [7], поэтому контактное термосопротивление называют также сопротивлением Капицы.

В стационарном случае уравнения, описывающие распределение температурного поля в среде, такие же, как и уравнения, описывающие распределение электрического поля. Поэтому методы прогнозирования эффективных диэлектрических и электропроводящих характеристик неоднородных сред можно применить и для вычисления их эффективной теплопроводности. В монографии [8] предложен метод расчета эффективного удельного электрического сопротивления композита со сферическими включениями, на границе которых с матрицей имеется контактное сопротивление. Данный метод фактически обобщает приближение Максвелла—Гарнетта [9] в случае среды с контактным сопротивлением. Позднее аналогичное приближение для эффективной теплопроводности матричного композита со сферическими однотипными включениями с учетом контактного термосопротивления было получено в работе [10].

Цель настоящей работы — разработка метода прогнозирования эффективной теплопроводности матричного композита со сферическими включе-

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант № 19-08-00111-а.

ниями нескольких видов при наличии контактного сопротивления на границе включений, для учета которого используется модель композита с включениями в оболочке.

Толщину и теплопроводность оболочек включений подбирают исходя из величины контактного термосопротивления. Метод основан на обобщенном приближении эффективного поля для неоднородной среды с включениями в оболочке [11]. На основании предложенного метода проведены модельные расчеты эффективной теплопроводности трибокомпозита с эпоксидным связующим ЭД-20 в качестве матрицы и сферическими включениями двух видов: политетрафторэтилен (антифрикционный компонент) и алюмоборосиликатное стекло (армирующий компонент). Выполнено сравнение результатов, полученных на основании обобщенного приближения эффективного поля, с результатами обобщенного приближения Максвелла—Гарнетта с учетом контактного термосопротивления.

Пусть одиночное однородное включение в форме шара радиусом a помещено в бесконечную однородную среду (матрицу) с приложенным однородным стационарным температурным полем $u_0(\mathbf{r})$. Теплопроводности матрицы (k_m) и включения (k_2) будем считать скалярными, тепловой контакт между матрицей и включением — неидеальным с контактным термосопротивлением R_c .

Температурные поля $u_2(\mathbf{r})$ и $u_m(\mathbf{r})$ соответственно внутри включения и в матрице имеют вид [8, 10]:

$$\left. \begin{aligned} u_2(\mathbf{r}) &= \text{Arcos}\theta \text{ при } r < a; \\ u_m(\mathbf{r}) &= -\mathbf{H}_0 r \cos\theta + Br^{-2} \cos\theta \text{ при } r > a, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\mathbf{H}_0 = \text{const}$ — напряженность приложенного температурного поля; θ — угол между направлением напряженности \mathbf{H}_0 и радиус-вектором \mathbf{r} текущей точки; A и B — коэффициенты, которые находят из граничных условий [10, 12]:

$$k_2 \frac{\partial u_2}{\partial r} \Big|_{r=a} = k_m \frac{\partial u_m}{\partial r} \Big|_{r=a}; \quad (2)$$

$$\frac{1}{R_c} (u_m - u_2) \Big|_{r=a} = k_2 \frac{\partial u_2}{\partial r} \Big|_{r=a}. \quad (3)$$

Условие (2) определяет непрерывность теплового потока через границу между включением и матрицей, а условие (3) связывает величину скачка температуры на границе с тепловым потоком и контактным сопротивлением.

Тогда [8]

$$A = -3 \frac{k_m}{k_2(1+2\delta)} H_0; \quad B = a^3 \chi H_0, \quad (4)$$

где

$$\delta = \frac{k_m}{k_2} + \frac{k_m R_c}{a}; \quad \chi = \frac{1-\delta}{1+2\delta}. \quad (5)$$

Второе слагаемое в выражении (1) — потенциал $u_p(\mathbf{r})$ возмущенного поля, обусловленного присутствием включения.

С учетом формул (4) получим:

$$u_p(\mathbf{r}) = a^3 \chi H_0 r^{-2} \cos\theta \text{ при } r > a. \quad (6)$$

Пусть имеется образец композита, состоящего из матрицы и погруженных в нее включений в форме шара радиусом a , однородно распределенных по объему. Возьмем в качестве репрезентативного объема V_0 данного композита шар радиусом r_0 , содержащий внутри себя N включений. Если к поверхности образца композита приложено однородное температурное поле напряженностью \mathbf{H}_0 , то потенциал $u_{p,i}(\mathbf{r})$ возмущенного поля, обусловленного присутствием i -го включения, не будет определяться выражением (6) вследствие влияния других включений, суммарное воздействие которых приводит к тому, что действующее или эффективное поле $\mathbf{H}_{i \text{ эф}}$ относительно i -го включения будет отличаться от \mathbf{H}_0 . При умеренной объемной доле включений, при которой можно пренебречь соприкосновениями включений между собой, в качестве действующего поля $\mathbf{H}_{i \text{ эф}}$ логично принять среднее поле в матрице [13] $\mathbf{H}_{i \text{ эф}} \approx \langle H_m \rangle$, $i = 1, \dots, N$, что можно считать соответствующим приближению Максвелла—Гарнетта и его обобщениям при вычислении эффективной диэлектрической проницаемости матричных композитов [14]. Тогда на больших расстояниях от шара объемом V_0 потенциал суммарного возмущенного поля, создаваемого содержащимися внутри него включениями, будет иметь вид:

$$u_p^{V_0}(\mathbf{r}) \approx Na^3 \chi \langle H_m \rangle r^{-2} \cos\theta, \quad r \gg r_0, \quad (7)$$

где χ определяется из выражения (5).

Считая объем V_0 однородным с теплопроводностью k^* и принимая в качестве действующего поля $\langle H_m \rangle$, аналогично формуле (6) для потенциала возмущенного поля, создаваемого им, получим:

$$u_p^{V_0}(\mathbf{r}) \approx r_0^3 \frac{(k^* - k_m)}{(k^* + 2k_m)} \langle H_m \rangle r^{-2} \cos\theta, \quad r \gg r_0. \quad (8)$$

В выражении (8) было учтено, что $\delta = k_m/k^*$, поскольку контактное сопротивление между объемом V_0 и остальным объемом образца композита отсутствует.

Приравняв выражения (7) и (8), получим:

$$k^* \approx k_m \frac{1+2f\chi}{1-f\chi},$$

где $f = Na^3/r_0^3$ — объемная доля включений; χ определяем из выражения (4).

Данный результат, записанный в других формах, был получен в работах [8, 10]. Его обобщение на случай многокомпонентного матричного композита со сферическими включениями очевидно. Если имеется n видов статистически однородно распределенных в объеме матрицы включений с объемными долями $f^{(i)}$, теплопроводностями $k_2^{(i)}$ и контактными сопротивлениями $R_c^{(i)}$ ($i = 1, \dots, n$), то можно записать:

$$k^* \approx k_m \left(1 + 2 \sum_{i=1}^n f^{(i)} \chi^{(i)} \right) \left(1 - \sum_{i=1}^n f^{(i)} \chi^{(i)} \right)^{-1}. \quad (9)$$

Здесь

$$\chi^{(i)} = \frac{1 - \delta^{(i)}}{1 + 2\delta^{(i)}}, \quad \delta^{(i)} = \frac{k_m}{k_2^{(i)}} + \frac{k_m R_c^{(i)}}{a^{(i)}}, \quad (10)$$

где $a^{(i)}$ — радиус включения i -го вида.

Формулу (9) можно считать обобщением формулы Максвелла—Гарнетта для многокомпонентного матричного композита со сферическими включениями при наличии контактного сопротивления между включениями и матрицей. Однако применение формулы (9) ограничивается случаем, когда все компоненты изотропные, а включения имеют сферическую форму, причем их суммарная объемная доля не должна превышать $1/3$. Дальнейшее прямое обобщение формулы (9) невозможно без специального решения вспомогательных задач математической физики.

Рассмотрим другой метод учета контактного термосопротивления с большей обобщенностью. Причиной контактного термосопротивления, как правило, является наличие некоторого переходного слоя между включением и матрицей, поэтому логично данный слой рассматривать как оболочку включения, толщину и теплопроводность которой подбирают так, чтобы термосопротивление этой оболочки в направлении нормали совпадало с контактными термосопротивлениями. Если толщина оболочки включения i -го вида намного меньше радиусов кривизны ее границ, при вычислении ее сопротивления можно считать, что она плоская.

Тогда

$$R_c^{(i)} \approx h^{(i)} / k_1^{(i)}, \quad (11)$$

где $h^{(i)}$ и $k_1^{(i)}$ — толщина и теплопроводность оболочки включения i -го вида.

Будем прогнозировать теплопроводящие характеристики матричного композита, рассмотренного выше, используя модель матричного композита со сферическими включениями в сферической оболочке. Для i -го вида включений внешний и внутренний радиусы оболочек $b^{(i)}$ и $a^{(i)}$, теплопроводность ядер включений $k_2^{(i)}$.

Пусть к границе S образца объемом V данного композита приложено постоянное температурное

поле с напряженностью \mathbf{H}_0 . Будем считать, что внутренние источники тепла в материале отсутствуют. Тогда в образце установятся стационарное температурное поле $u(\mathbf{r})$ с напряженностью $\mathbf{H}(\mathbf{r}) = -\nabla u(\mathbf{r})$ и стационарное распределение тепловых потоков. Векторы плотности $\mathbf{q}(\mathbf{r})$ тепловых потоков и $\mathbf{H}(\mathbf{r})$ по закону Фурье связаны формулой

$$\mathbf{q}(\mathbf{r}) = k(\mathbf{r})\mathbf{H}(\mathbf{r}),$$

где $k(\mathbf{r})$ — локальная теплопроводность композита, являющаяся случайной кусочно-постоянной функцией координат.

Эффективную теплопроводность k^* данного образца композита (очевидно, скалярную для данного композита) определяем как оператор, связывающий средние по объему образца векторы \mathbf{q} и \mathbf{H} :

$$\langle \mathbf{q} \rangle = k^* \langle \mathbf{H} \rangle.$$

Для вычисления k^* рассмотрим две краевые задачи: для температурных полей $u(\mathbf{r})$ в данном образце композита и $u^{(c)}(\mathbf{r})$ в однородном теле сравнения, имеющем такие же размеры и форму, что и образец композита. Опуская детали процедуры получения решения, которые описаны в работе [11] и частично в работе [17], приведем окончательный результат для эффективной теплопроводности композита данного вида [17]:

$$k^* = \left[\frac{(1-f)k_m}{2k^{(c)} + k_m} + \sum_{i=1}^n f^{(i)} k_1^{(i)} (2k_1^{(i)} + k_2^{(i)} + 2v^{(i)}(k_2^{(i)} - k_1^{(i)})\lambda_{20}^{(i)}) \right] \left[\frac{(1-f)}{2k^{(c)} + k_m} + \sum_{i=1}^n f^{(i)} (2k_1^{(i)} + k_2^{(i)} - v^{(i)}(k_2^{(i)} - k_1^{(i)})\lambda_{20}^{(i)}) \right]^{-1}, \quad (12)$$

где

$$\lambda_{20}^{(i)} = [(2k^{(c)} + k_1^{(i)})(2k_1^{(i)} + k_2^{(i)}) + 2v^{(i)}(k_1^{(i)} - k^{(c)})(k_2^{(i)} - k_1^{(i)})]^{-1}; \quad (13)$$

$k^{(c)}$ — теплопроводность тела сравнения; $f^{(i)}$ — объемная доля включений i -го вида; $f = \sum_{i=1}^n f^{(i)}$ — объемная доля всех включений, погруженных в матрицу.

При выборе параметра среды сравнения $k^{(c)} = k_m$ получим обобщенный аналог приближения Максвелла—Гарнетта для матричных композитов с n видами сферических включений в сферической оболочке.

При высокой объемной доле включений и условии, что взаимное расположение компонентов в объеме образца имеет вид статистической смеси, целесообразно применить метод самосогласования ($k^{(c)} = k^*$). В этом случае выражение (12) примет

вид, при котором уравнение можно решить, например методом простых итераций.

На основании выражений (9), (10) и (12), (13) были выполнены расчеты эффективной теплопроводности трехкомпонентного матричного трибокомпозиата с эпоксидным связующим ЭД-20 в качестве матрицы [$k_m \approx 0,2$ Вт/(м·К)] и сферическими включениями двух видов: политетрафторэтилен (ПТФЭ) — антифрикционный компонент ($k_2^{(1)} \approx 0,25$ Вт/(м·К)); алюмоборосиликатное стекло — армирующий компонент ($k_2^{(2)} \approx 1,3$ Вт/(м·К)) [18]. Радиусы всех включений принимали равными 0,5 мкм. Контактное термосопротивление R_c принимали одинаковым для обоих видов включений, которое изменялось от 10^{-10} К·м²/Вт (хороший контакт) до $4 \cdot 10^{-5}$ К·м²/Вт (плохой контакт) [6]. Отношение h/b толщины оболочки включения к внешнему радиусу варьировали от 0,0004 до 0,03. Теплопроводность оболочки включений вычисляли по формуле (11). Некоторые результаты приведены на рис. 1–3.

Анализ рис. 1 показал, что зависимости k^* от h/b имеют немонотонный характер. Сначала значение k^* убывает, а затем возрастает. Это можно объяснить просто. Поскольку теплопроводность оболочки «подстраивается» по формуле (11), то при очень малой толщине оболочки она имеет значительно меньшие значения, чем теплопроводности ядер $k_2^{(i)}$, $i = 1, 2$, включений обоих видов. Поэтому при увеличении объемной доли оболочки во включении эффективная теплопроводность включения снижается, и уменьшается эффективная теплопроводность всего композита. При увеличении толщины оболочки ее теплопроводность увеличивается, и в какой-то момент становится больше, чем $\max\{k_2^{(1)}, k_2^{(2)}\}$. Поэтому увеличение объемной доли оболочки приводит к увеличению k^* .

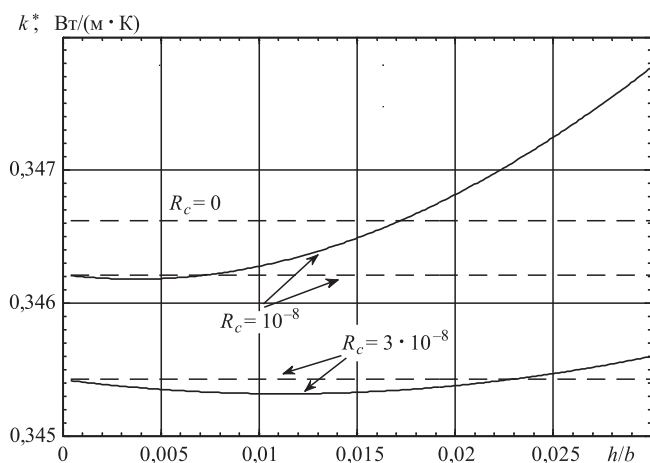


Рис. 1. Зависимости эффективной теплопроводности k^* композита от отношения h/b при разных значениях R_c , полученные моделированием с помощью GEFA (—) и обобщенным приближением Максвелла—Гарнетта по формулам (9) и (10) (---) при $f^{(1)} = 0,05$ и $f^{(2)} = 0,3$

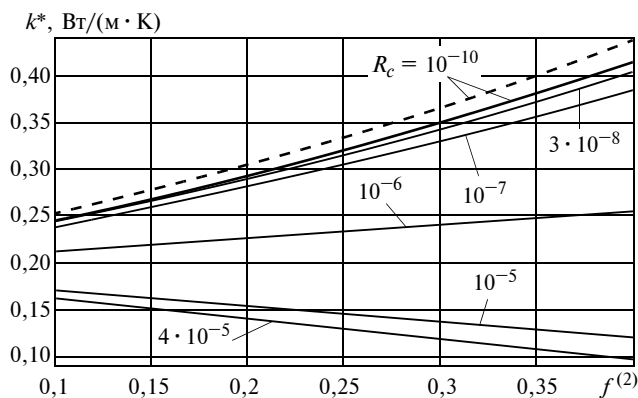


Рис. 2. Зависимости k^* от объемной доли $f^{(2)}$ стеклянных включений при $h/b = 0,004$ и разных значениях R_c , полученные с помощью GEFA (---) и приближением Максвелла—Гарнетта (—)

На рис. 1 приведены значения k^* , полученные по формулам (8) и (9) при некоторых значениях R_c , в том числе и при $R_c = 0$. Видно, что при малых значениях h/b оба варианта приближения эффективной теплопроводности композита очень близки, что позволяет сделать вывод о приемлемости метода моделирования контактного термосопротивления с помощью добавления оболочек к включениям, при этом верхняя граница диапазона для h/b повышается при увеличении R_c .

Зависимости k^* от объемной доли включений из алюмоборосиликатного стекла (рис. 2) при разных значениях контактного термосопротивления R_c и при фиксированном отношении h/b показали, что при малых и умеренных значениях R_c значения k^* увеличиваются с повышением f , а при больших значениях R_c (плохой контакт) — уменьшаются, несмотря на то что стекло имеет более высокую теплопроводность по сравнению с матрицей и включениями первого вида (ПТФЭ). Заметим, что при $h/b = 0,004$ зависимости, построенные по формулам (9), (10) и по формулам (12), (13), при умеренных и высоких значениях R_c ($10^{-8} \leq R_c \leq 4 \cdot 10^{-5}$ К·м²/Вт) практически совпадают, однако при малом R_c (10^{-10} К·м²/Вт) значения k^* , вычисленные по формулам (12), (13) [generalized effective-field approximation (GEFA)], получились завышенными по сравнению со значениями, полученными по формулам (9), (10) [Maxwell—Garnett (MG)]. Это указывает на то, что при малых R_c для получения адекватных результатов для отношения h/b следует принимать значительно меньшее значение.

На рис. 3 приведены зависимости k^* от объемной доли $f^{(2)}$ стеклянных включений при высоких значениях ($0,3 \leq f^{(2)} \leq 0,6$) для разных значений R_c . Так как в этом случае неизбежны многочисленные соприкосновения включений между собой, а композит приобретает структуру статистической смеси, значения k^* вычисляли методом самосогласования [self-consistent effective-field approximation (SEFA)],

k^* , Вт/(м·К)

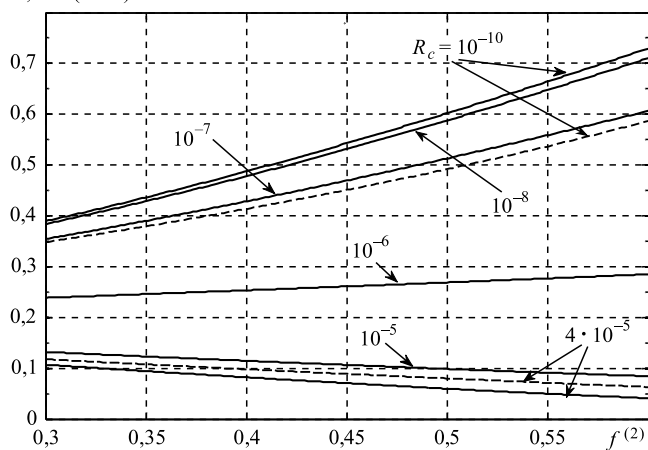


Рис. 3. Зависимости k^* от объемной доли $f^{(2)}$ стекланных включений при $h/b = 0,001$ и разных значениях R_c , полученные с помощью ISEFA (—) и приближением Максвелла—Гарнетта (---)

т. е. в формулах (12) и (13) принимали $k^{(c)} = k^*$. Полученные уравнения решали методом простых итераций. Для $R_c = 10^{-10}$ и $R_c = 4 \cdot 10^{-5}$ приведены зависимости, полученные по формулам (9) и (10) (MG). При малых и умеренных значениях R_c обобщенное приближение Максвелла—Гарнетта дает существенно заниженные значения, а при высоком R_c — завышенные значения по сравнению с методом самосогласования. При $R_c = 10^{-6}$ зависимости, полученные данными приближениями, практически совпадают.

Таким образом, разработан метод вычисления эффективной теплопроводности матричного композита с несколькими видами включений с учетом контактного термосопротивления на границе включений и матрицы, основанный на модели композита с включениями с оболочкой и обобщенном приближении эффективного поля.

Для прогнозирования эффективной теплопроводности композита с включениями сферической формы получены аналитические выражения.

На основании полученных выражений и выражений, являющихся обобщением приближения Максвелла—Гарнетта для контактного сопротивления между включениями и матрицей, выполнены расчеты эффективной теплопроводности трехкомпонентного композита с эпоксидным связующим ЭД-20 в качестве матрицы и включениями двух видов, которые показали хорошую сходимость результатов, полученных двумя методами при соответствующем выборе толщины оболочек включений.

Показано, что при малом контактном сопротивлении повышение объемной доли стекланных включений повышает эффективную теплопроводность композита, а при большом сопротивлении снижает, несмотря на то что теплопроводность у стекланных включений более высокая, чем у матрицы и включений из политетрафторэтилена.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Колесников В. И. Теплофизические процессы в металлополимерных трибосистемах. М.: Наука, 2003. 279 с.
2. The effect of particle size on the thermal conductivity of zns/diamond composites / A. G. Every, Y. Tzou, D.P.H. Hasselman, R. Raj // Acta Metall. Mater. 1992. Vol. 40. N. 1. P. 123.
3. Devpura A., Phelan P. E., Prasher R. S. Size effects on the thermal conductivity of polymers laden with highly conductive filler particles // Microscale Thermophysical Engineering. 2001. Vol. 5. Is. 3. P. 177—189. <http://dx.doi.org/10.1080/108939501753222869>.
4. Kidalov S. V., Shakhov F. M. Thermal Conductivity of Diamond Composites // Materials. 2009. Vol. 2. P. 2467—2495. DOI: 10.3390/ma2042467.
5. Pietrak K., Wisniewski T. S. Methods for experimental determination of solid-solid interfacial thermal resistance with application to composite materials // Journal of Power Technologies. 2014. Vol. 94. N. 4. P. 270—285.
6. Effect of particle shape and imperfect filler-matrix interface on effective thermal conductivity of epoxy-aluminum composite / K. Pietrak, M. Kubiś, M. Langowski an. et. // Composites Theory and Practice. 2017. N. 4. P. 183—188. DOI: 10.5281/zenodo.1188082.
7. Капица П. Л. Исследование механизма теплопередачи в гелии-П // ЖЭТФ. 1941. Т. 11. С. 1.
8. Wait J. R. Geo-electromagnetism. New-York, London: Academic Press, 1982. 268 p.
9. Maxwell Garnett J. C. Colours in metal glasses and in metallic films // Phil. Trans. R. Soc. London. 1904. Vol. 203. P. 385—420.
10. Hasselman D. P. H., Johnson L. F. Effective thermal conductivity of composites with interfacial thermal barrier resistance // J. Compos. Mater. 1987. Vol. 21. Is. 6. P. 508—515. DOI: 10.1177/002199838702100602.
11. Обобщенное приближение эффективного поля для неоднородной среды с включениями в оболочке / В. И. Колесников, В. В. Бардушкин, И. В. Лавров и др. // Докл. АН. 2017. Т. 476. № 3. С. 280—284. DOI: 10.7868/S0869565217270081.
12. Карташов Э. М., Кудинов В. А. Аналитические методы теории теплопроводности и ее приложений. М.: ЛЕНАНД, 2018. 1072 с.
13. Bragg W. L., Pippard A. B. The Form Birefringence of Macromolecules // Acta Cryst. 1953. Vol. 6. N. 11, 12. P. 865—867.
14. Борен К., Хафмен Д. Поглощение и рассеяние света малыми частицами. М.: Мир, 1986. 660 с.
15. Прогнозирование эффективной теплопроводности многокомпонентных текстурированных трибокомпозитов / И. В. Лавров, В. В. Бардушкин, А. П. Сычев, В. Б. Яковлев // Вестник машиностроения. 2017. № 8. С. 54—58.
16. О вычислении эффективной теплопроводности текстурированных трибокомпозитов / И. В. Лавров, В. В. Бардушкин, А. П. Сычев и др. // Экологический вестник научных центров Черноморского экономического сотрудничества. 2017. № 2. С. 48—56.
17. Прогнозирование эффективной теплопроводности трибокомпозитов с антифрикционными включениями в оболочке / И. В. Лавров, В. В. Бардушкин, А. П. Сычев и др. // Вестник машиностроения. 2018. № 11. С. 53—57.
18. Физические величины: Справочник / Под ред. И. С. Григорьева, Е. З. Мейлихова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.

М. А. БЛОХИН, д-р техн. наук, Д. А. ПОДЛЕСНЫЙ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: hornet10@yandex.ru

Автоматизация процесса и повышение эффективности многопильного оборудования с круговым поступательным движением полотен

Предложены конструктивные решения по автоматизации распиловки древесины, направленные на улучшение качества пиломатериала и повышение производительности. Для этих целей предлагается использовать роботизированное многопильное оборудование с круговым поступательным движением пильных полотен.

Ключевые слова: пильный модуль, пильный блок, автоматизация, перепозиционирование, устойчивость, полотно, производительность.

Design solutions for the automation of wood sawing aimed at improving the quality of lumber and increasing productivity are proposed. For these purposes, it is proposed to use robotic multi-sawing equipment with circular translational movement of saw blades.

Keywords: saw module, saw block, automation, repositioning, stability, blade, productivity.

Инженеры деревоперерабатывающей отрасли США, Финляндии, России многие годы (с 1998 г.) пытались реализовать распиловку древесины пильным блоком, схема которого представлена на рис. 1, их преимущества и особенности рассмотрены в многочисленных публикациях [1–7]. Ключевое техническое решение [8] было найдено и запатентовано в 1999 г. Однако понадобилось еще 15 лет, чтобы окончательно выяснить причины потери устойчивости пильных полотен при частоте вращения валов пильного блока более 1000 мин^{-1} [9–11].

В соответствии с представленным на рис. 1 распиловочным оборудованием были спроектированы, изготовлены и испытаны опытные образцы станка с круговым поступательным движением (определение дано академиком И. И. Артоболевским) полотен. Пильный блок (рис. 2) с механическими (электромеханическими) приводами позволяет оперативно перепозиционировать полотна для изменения толщины получаемого пиломатериала, что особенно важно для предприятий малого и среднего бизнеса.

Данное оборудование отличается высокими потребительскими качествами, так как обеспечивает получение качественного пиломатериала, характеризуется малым энергопотреблением и металлоемкостью, высокой экологичностью и мобильностью, что важно при разработке лесных ресурсов в труднодоступных районах с использованием автономных источников энергии.

Вопрос автоматизации сегодня является одним из ключевых в концепции Индустрия 4.0, направленной на увеличение производительности и эффективности производства.

Для существующего лесопильного оборудования еще не решена задача автоматизации обработки пиломатериалов на малых и средних предприятиях с годовым объемом пиловочника $10\,000 \div 50\,000 \text{ м}^3$.

Для автоматизации распиловки оборудованием с круговым поступательным движением пильных полотен решали четыре задачи:

1) автоматизированное натяжение полотен с заданным усилием F , независимо от числа полотен в пильных модулях (рис. 3) при одновременной надежной фиксации опорных подшипниковых узлов 2 (см. рис. 2) в требуемом положении как при холостом ходе, так и при распиловке за все время работы с однотипными заготовками;

2) обеспечение автоматизированного перевода верхнего вала в крайнее нижнее положение для перепозиционирования пильных модулей или замены полотен;

3) автоматизированное перепозиционирование пильных модулей в ручном режиме и в режиме программного управления пильным блоком;

4) автоматизированное и конструкторско-технологическое обеспечение прямолинейности движения заготовок в зону резания и выхода из нее.

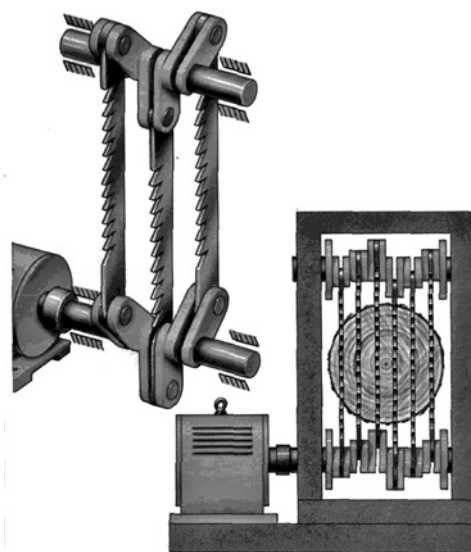


Рис. 1. Схема пильного блока с круговым поступательным движением пильных полотен

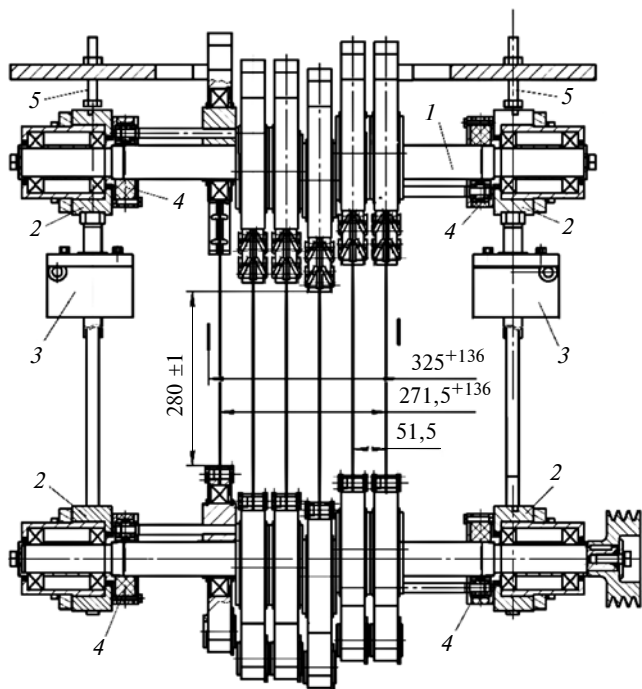


Рис. 2. Схема пильного блока с механическими (электро-механическими) приводами:

1 — шлицевой вал; 2 — опорные подшипниковые узлы; 3 — подъемник; 4 — механические (электро-механические) приводы; 5 — ограничительный болт

Для контроля усилия натяжения полотен в пильных модулях многопильного блока с круговым поступательным движением полотен (см. рис. 2) в узле подвижной фиксации полотен использовали упругие элементы 9 (см. рис. 3).

Распиловка начинается после натяжения полотен упругими элементами.

Натяжение полотен предусматривает подъем верхнего вала вместе с верхними шарнирами пильных модулей и принадлежащими им упругими элементами, которые подтягивают пальцы 10, входящие в отверстия пильных полотен 11. Подъем вала осуществляется исходя из расчета, что усилие $3F$ натяжения является общим для всех полотен, установленных в пильном модуле. При этом обеспечивается условие сохранения формы полотна при его натяжении в диапазоне сил $F = 250 \div 750$ Н.

Автоматизированное натяжение полотен

Для решения первой задачи рассмотрим конструкцию подъемника 3 (см. рис. 2), осуществляющего подъем верхнего вала до упора в ограничительные болты 5.

Каждый подъемник (рис. 4) устанавливают в соответствующую боковую стенку пильного блока, при этом каждый регулировочный болт 7 упирается в соответствующий опорный подшипниковый узел верхнего вала. Головки регулировочных болтов фиксируют в сопрягаемых шестигранных глу-

хих отверстиях корпуса верхнего опорного подшипникового узла.

Конструкция подъемника имеет червячную пару, состоящую из червячного колеса 4 и червяка 5. Управляющий крутящий момент подается на концевик червяка от микроэлектродвигателя 12, установленного на корпусе станка, через гибкий вал 13 с магнитным адаптером. Перемещение регулировочного болта осуществляется при вращении червячного колеса 4 и втулки 3, сопрягаемой по резьбе с регулировочным болтом. Подача крутящего момента на червяки каждого подъемника осуществляется синхронно микроэлектродвигателями 12, управляемыми электросигналом постоянного тока при напряжениях $V = 12; 24$ и 36 В.

Допускается вариант ручной передачи крутящего момента на червяк каждого подъемника гибкими валами через синхронизирующий переходник с помощью шуруповерта.

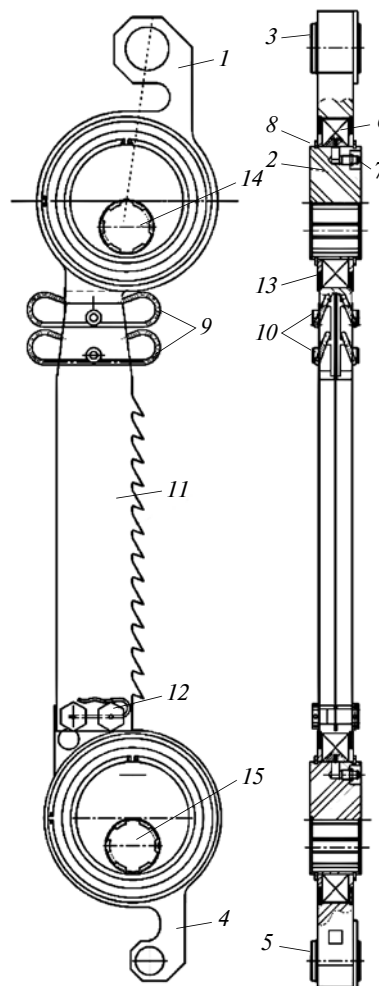


Рис. 3. Динамически сбалансированный пильный модуль M2005:

1 и 4 — верхний и нижний шарнирные узлы; 2 — эксцентрик; 3, 5 — корректирующие массы; 6 — подшипник; 7 — масленка; 8 — пружинное запорное кольцо; 9 — упругий элемент (скоба); 10 — палец (крепеж верхнего шарнирного узла); 11 — пильное полотно; 12 — крепеж нижнего шарнирного узла; 13 — кольцо-пыльник; 14 и 15 — верхний и нижний валы пильного блока

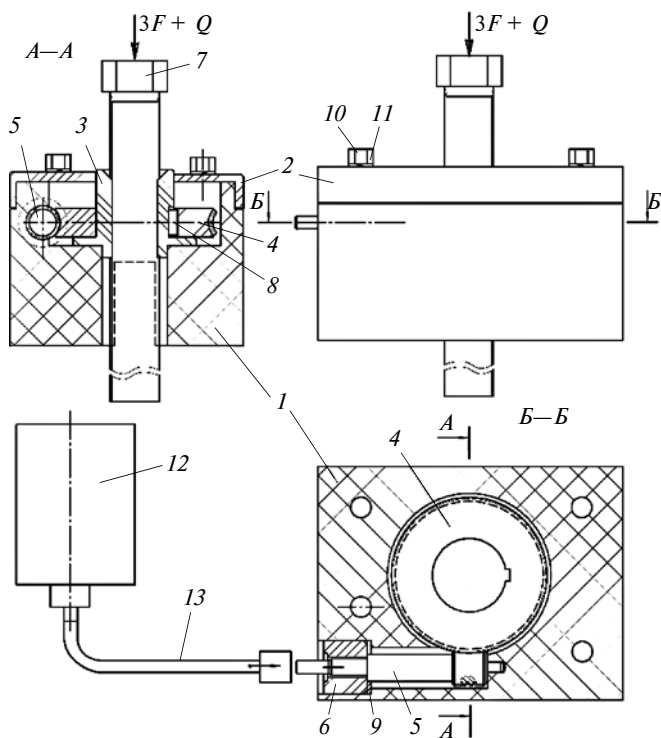


Рис. 4. Подъемник:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — втулка; 4 — колесо; 5 — червяк; 6 — пробка; 7 — регулировочный болт; 8 — шпонка; 9 — компенсатор; 10 — болт; 11 — шайба; 12 — микроэлектродвигатель; 13 — гибкий вал с магнитным адаптером

Возможность использования для натяжения полотен пыльного блока схемы, представленной на рис. 4, с одновременной оптимизацией габаритно-прочностных параметров подъемника проверяется расчетом [12, § 87], учитывая гарантированное усилие подъема $3F = (4500 + Q)$ Н (см. рис. 4).

Окружную силу трения для витка прямоугольного профиля определяем по формуле

$$T_0 = (3F + Q)f, \quad (1)$$

где $f \approx 0,1$ — коэффициент трения в паре «червячное колесо — регулировочный болт»; $Q \approx 500$ Н — $1/2$ веса верхнего вала пыльного блока в сборе.

Момент вывинчивания регулировочного болта для резьбы без покрытия

$$M_{\text{выв}} \approx f_2(3F + Q)d, \quad (2)$$

где $f_2 = 0,2$; $d = 24$ мм — диаметр упорной резьбы прямоугольного профиля.

Червячное колесо воздействует на витки сопряженного червяка с усилием

$$P = M_{\text{выв}}/d_2, \quad (3)$$

где $d_2 = 72$ мм — делительный диаметр червячного колеса.

Тогда момент кручения червяка определяется как

$$M_{\text{кр}} \approx 0,2Pd_{\text{ч}}, \quad (4)$$

где $d_{\text{ч}} = 16$ мм — делительный диаметр червяка.

В результате расчетов по формулам (1)–(4) получим параметры передачи: $T_0 = 1000$ Н; $M_{\text{выв}} \approx 24$ Н·м; $P \approx 333,33$ Н; $M_{\text{кр}} \approx 1,066$ Н·м.

Определены контактные напряжения σ_{H} на площади контакта $S = 18 \div 19$ мм² данного червяка с червячным колесом на одном витке с учетом конструкции двухвиткового эвольвентного червяка при усилии $P = M_{\text{выв}}/d_2$ со стороны витков колеса.

Расчет выполняли по методике работы [12] в той же размерности. Напряжение в зоне контакта определили по формуле $\sigma_{\text{H}} = P/(2S) \approx 92,58 \cdot 10^5$ Па.

Допустимые контактные напряжения при длительной работе определяем по формуле

$$[\sigma]_{\text{H}} = \sigma_{\text{оH}}Z_R/n = 621,8 \cdot 10^5 \text{ Па},$$

где $\sigma_{\text{оH}} \approx 720 \cdot 10^5$ Па — определяем по средней твердости [12, табл. 41]; $n = 1,1$ — коэффициент безопасности; $Z_R = 0,95$ — коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности.

После комплексных полевых испытаний пыльного блока в составе станка сравнение величин $[\sigma]_{\text{H}}$ и σ_{H} показало возможность минимизировать габаритные размеры червячного колеса и всего подъемника.

Выбор материала основывался на прочностных расчетах: для червяка принята сталь 40Х (ГОСТ 1050–78), для червячного колеса — бронза Бр.ОФ10-1. Для червячных колес из бронзы Бр.ОФ10-1 при работе зубьев одной стороной (неревверсивная передача) пределы текучести и прочности составили соответственно $\sigma_{\text{T}} \approx 15 \div 20$ Па и $\sigma_{\text{в}} \approx (20 \div 26) \cdot 10^7$ Па [1].

Расчет и выбор микроэлектродвигателя (МЭД) подъемника основывались на уже используемых аналогичных подъемных механизмах, в которых скорость подъема верхнего вала составляет $1,5 \div 2,5$ мм/с. При шаге регулировочного болта $t_0 = 2,5$ мм и высоте подъема верхнего вала $H = 10$ мм втулка 3 (см. рис. 4) за время $t_{\text{п}}$ подъема осуществляет 4 оборота, т. е. за $4 \div 8$ с суммарное число оборотов червячного колеса определяем по формуле $n_0 = iH/t_0 = 4$, где $i = d_2/d_{\text{ч}}$ — передаточное отношение червячной пары.

Таким образом, при подъеме верхнего вала за 1 с червяк должен осуществить $n_1 = n_0/t_{\text{п}}$ число оборотов, тогда $n_1 = iH/(t_0 t_{\text{п}}^{-1})$ с⁻¹.

Мощность, подаваемая на концевик червяка, составит:

$$N = M_{\text{кр}}n_1. \quad (5)$$

При $M_{\text{кр}} = 1,066$ Н·м и $n_1 = 36 \cdot 4/t_{\text{п}}$, учитывая формулу (5), получим:

$$N = 239,04/t_{\text{п}}. \quad (6)$$

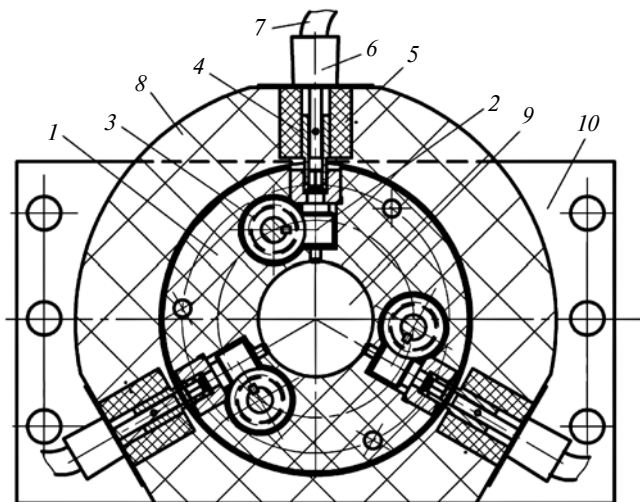


Рис. 5. Механический привод с соленоидным замком:

1 — корпус; 2 — червяк; 3 — червячное колесо; 4 — ходовая втулка; 5 — соленоид; 6 — магнитный адаптер; 7 — гибкий вал; 8 — обойма; 9 — вал пильного блока; 10 — корпус опорного подшипникового узла

Варьируя в уравнении (6) величину $t_{п}$, подбираем МЭД для подъемника при $N = 29,88 \div 59,76$ Вт; $n_1 = 59,85 \div 29,92$ с⁻¹; $M_{кр} = 1,066$ Н·м.

Автоматизированное перепозиционирование пильных модулей

Решение второй задачи подробно освещалось в статье [13].

Высокая частота вращения валов пильного блока ($2500 \div 3000$ мин⁻¹) ухудшает работу микроэлектродвигателей и элементов питания, размещенных во вращающихся электромеханических приводах. Поэтому целесообразно использовать разработанный механический привод 4 (см. рис. 2, В—В), представленный на рис. 5, особенность которого заключается в передаче крутящего момента гибким валом 7 на концевик червяка 2 через ходовую втулку 4 после подачи рабочего электросигнала на соленоид 5. После фиксированной остановки валов пильного блока ходовая втулка выдвигается из соленоида и создает жесткую связь между концевиком червяка и гибким валом.

Вращением гибких валов с магнитным адаптером 6 осуществляется перепозиционирование соответствующих пильных модулей на валах пильного блока [13].

После переключения рабочего напряжения соленоида на разъединение ходовая втулка втягивается в корпус соленоида, позволяя корпусу привода 1 осуществлять рабочее вращение на вале пильного блока 9.

Фиксация пильных модулей на валах пильного блока обеспечивается самостопорением червячной передачи механических приводов.

Обеспечение прямолинейности движения заготовок

Следующим конструктивным решением является автоматизированное обеспечение прямолинейности движения заготовок в зону резания и вывода из нее пиломатериала (рис. 6 и 7).

Передняя часть заготовки 12, предназначенная для начала обработки, располагается на подающем валце 6, задняя часть — на тележке 13, где зубья 14, вошедшие в приповерхностный слой древесины, удерживают заготовку от нежелательных боковых перемещений. При движении вперед заготовка увлекает за собой тележку, перемещающуюся по полкам швеллера 15, обеспечивая прямолинейность подачи задней части заготовки.

При подходе тележки к станку ее колеса опускаются во впадины 16 полок швеллеров, исключая взаимодействие заготовки с зубьями тележки.

Для обеспечения прямолинейности распиловки заготовки за зоной резания предусмотрены расклинивающие ножи 10 разделителя (см. рис. 7), входящие в пропилы при выводе пиломатериала из зоны распиловки. При подаче крутящего момента на концевики червяков 6 с частотой вращения ω_1 вращательное движение с частотой ω_2 передается на червячные колеса 5 и соответственно на параллельные ходовые винты 8. Вращение ходовых винтов, сопрягаемых по резьбе с ползунами 9, вызывает их возвратно-поступательное движение по ходовым винтам. Вместе с ползунами перемещаются и клинья 10, установленные в крайние пропилы заготовки. Скорость перемещения ползунов с клиньями по ходовым винтам определяется частотой вращения червяков, а также передаточным отношением элементов червячной пары и шагом резьбы ходовых винтов.

Управление расклинивающими ножами также осуществляется автоматизировано с помощью двух микроэлектродвигателей. Однако расположение ножей оператор может изменить вручную, используя шуруповерт и гибкий вал с магнитным адаптером.

Подача ПАВ в зону резания

Следующим решением стала подача поверхностно-активного вещества (ПАВ) в зону резания с программируемым воздушным продувом зоны пропила.

При распиловке смолосодержащей древесины между зубьями происходит налипание смолы со стружкой, что затрудняет своевременный вынос стружки из зоны пропилов. Изменяется силовое взаимодействие в паре полотно—заготовка, что часто приводит к потере устойчивости полотна, т. е. полотна смещаются из плоскости их наибольшей жесткости. Возникает повышенное блуждание инструмента, которое приводит к разнотолщинности пиломатериала.

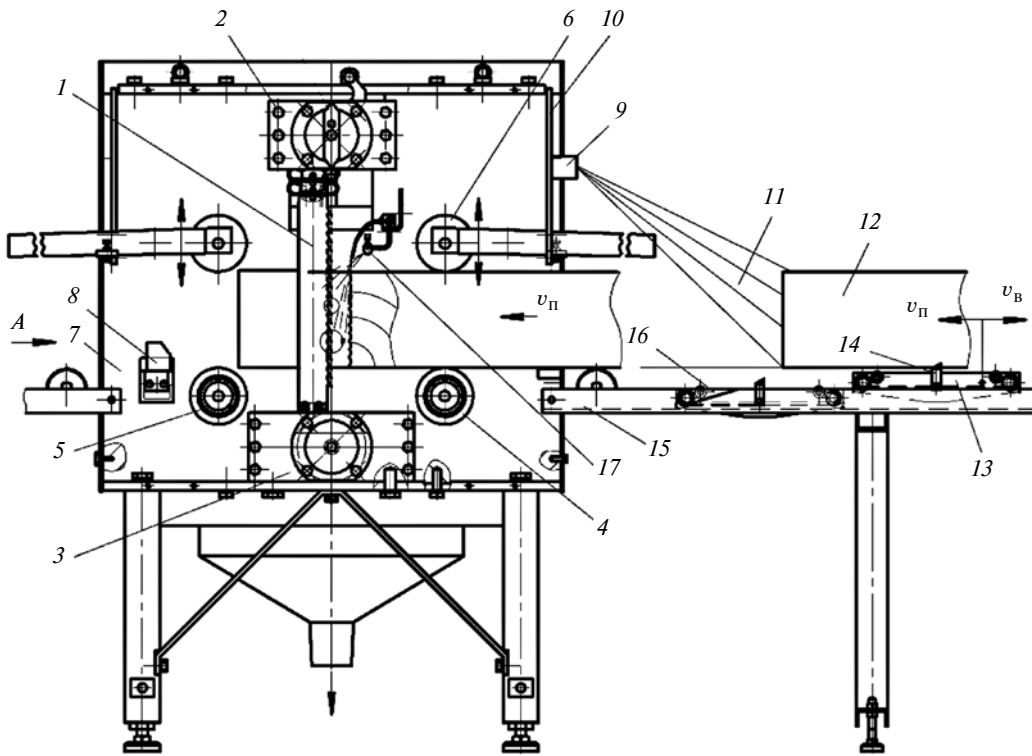


Рис. 6. Схема станка М2005 с подающим рольгангом:

1 — пильное полотно; 2, 3 — опорные подшипниковые узлы; 4 — подающий валец; 5 — удаляющий валец; 6 — прижимной валец; 7 — боковина; 8 — разделитель; 9 — оптическая головка; 10 — забрало; 11 — зона оптического сканирования; 12 — заготовка; 13 — тележка; 14 — зубья тележки; 15 — швеллер рольганга; 16 — впадина полки швеллера; 17 — форсунка

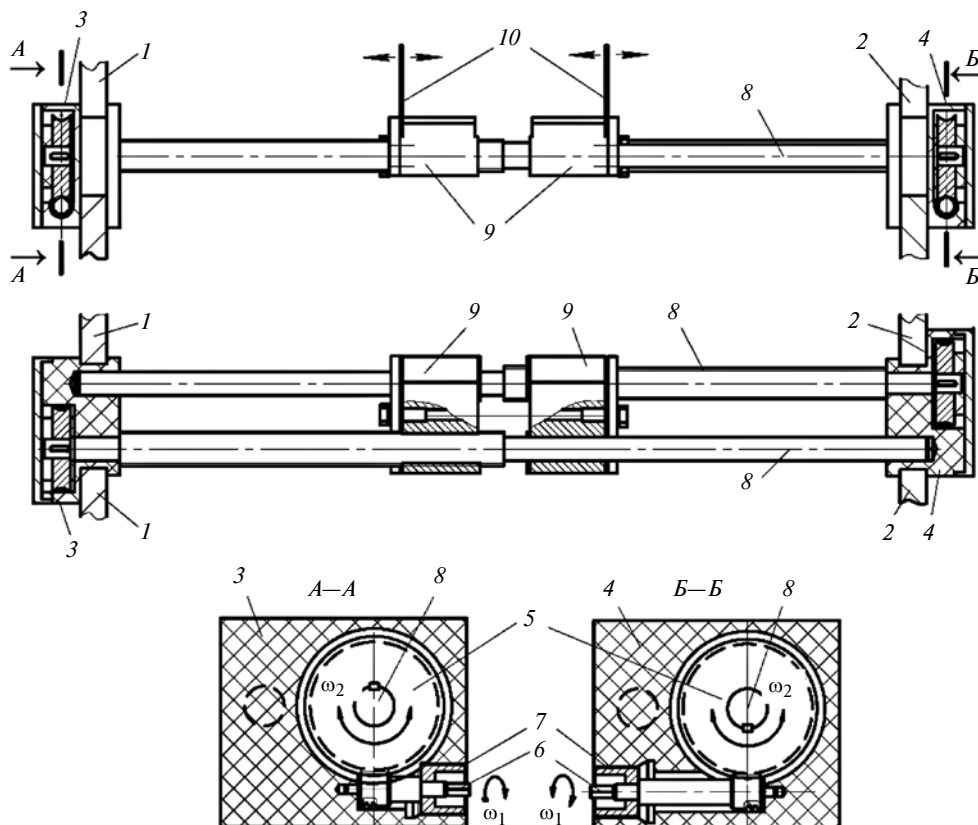


Рис. 7. Разделитель:

1 и 2 — левая и правая боковины; 3 и 4 — правое и левое ложе; 5 — червячные колеса; 6 — червяки; 7 — пробки; 8 — ходовой винт; 9 — ползуны; 10 — клинья

Для удаления смолистых веществ используют различные жидкости, в состав которых входят: сода, моющие средства, керосин (в холодное время года) и пр.

В представленной конструкции (см. рис. 6) подача ПАВ в зону резания обеспечивается комплектом форсунок 17 направленного действия. Впрыск ПАВ может осуществляться в ручном режиме и в режиме программного управления. При этом полотно не снимают, что повышает производительность процесса.

Подача сжатого воздуха в зону резания

Подача сжатого воздуха в зону резания (см. рис. 6, поз. 18) осуществляется для своевременного удаления продуктов резания из пропилов, чтобы обеспечить устойчивое продвижение полотна.

Расчеты показали, что для эффективного продува зоны пропила при распиловке двухкантного бруса толщиной 0,275 м за 5/6 оборота полотна при частоте вращения валов пильного блока $2500 \div 3000 \text{ мин}^{-1}$ требуется воздушный поток со скоростью $u = H/t = 148 \text{ м/с}$, где H — толщина пропила; t — время свободного движения полотна в пропиле. Время продува за пол-оборота валов пильного блока при частоте вращения $n = 50 \text{ с}^{-1}$ составило $t \approx 0,01 \text{ с}$. В расчетах принимали усредненный объем $W_{\text{п}} = \text{Ш}'\text{Д}'\text{В}'$, где $\text{Ш}' = 0,0014 \text{ м}$ — ширина пропила; $\text{Д}' = 0,275$ — длина; $\text{В}' = 2e$ — высота ($e = 0,029 \text{ м}$ — эксцентриситет кругового поступательного движения полотна).

Скорость истечения воздуха из воздуховода определяют по формуле

$$v = nW_{\text{п}}/F_c,$$

где F_c — площадь истечения воздуха из сопла воздуховода; n — число оборотов в секунду валов пильного блока.

Используя упрощенное уравнение Бернулли, определим скорость истечения воздуха:

$$v = \sqrt{2p/\rho},$$

где p — давление в воздуховоде; ρ — плотность воздуха.

Тогда давление в воздуховоде, создаваемое компрессором, составит:

$$p = \frac{1}{2} (n0,5W_{\text{п}}/F_c)^2 \sqrt{\rho}, \quad (7)$$

где $n = 41,6 \text{ с}^{-1}$; $0,5W_{\text{п}}$ — эффективный объем продуваемого пропила; $F_c = 3,14 \text{ мм}^2$ — площадь сопла воздуховода при его диаметре 2 мм.

Для выбора компрессора по формуле (7) рассчитаем давление воздуха, подаваемого в зону пропила: $p = 12 \text{ кПа}$.

Так как пиломатериал (доска, брус) с шириной 275 мм можно изготовить толщиной не менее 50 мм, сжатый воздух будет подаваться только в шесть пропилов. Следовательно, давление воздуха для шести пропилов составит $p_6 = 72 \text{ кПа}$ при скорости струи воздуха $v = 148 \text{ м/с}$.

При распиловке заготовки шириной 175 мм для одного пропила необходимое давление 48,6 кПа, тогда для 12 пропилов $p_{12} = 580 \text{ кПа}$.

Корректировать давление подаваемого воздуха можно изменением диаметра сопла воздуховода.

Расход воздуха находим по формуле $Q = vF_c60$; максимальный расход воздуха составляет $Q = 0,027883 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Ориентируясь на требуемый расход сжатого воздуха, выбираем компрессор. Кроме удаления продуктов резания из пропилов подаваемый сжатый воздух охлаждает режущие кромки пильных полотен.

Для сбора древесной пыли, удаляемой сжатым воздухом из зоны резания, устанавливают приемный пылесос.

Предложенные конструктивные решения позволяют повысить производительность распиловки древесины на 10÷50 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Юрьев А.** Идея, воплощенная через 100 лет // Техника — молодежи. 1998. № 6. С. 4—6.
2. **Пат. 3929048 США:** В27В 3/00. 1975. Возвратно-поступательная бандажная пила.
3. **Пат. 255783 Финляндии:** В 27 В 3/26. Лесопильная рама.
4. **Изобретение 146019 СССР:** В27В 15/04. 1962. Устройство для распиловки древесины.
5. **Пат. 1771443 СССР:** В27В 3/00. 1992. Лесопильная рама.
6. **Пат. 2058884 Рос. Федерации:** В27В 3/10. Лесопильная рама для продольной распиловки бревен.
7. **Пат. 2060873 Рос. Федерации:** В27В 3/00. 1996. Устройство для распиловки древесины.
8. **Пат. 2131806 Рос. Федерации:** 6 В27 В 3/00. Пильный модуль, пильный блок и устройство для распиловки.
9. **Блохин М. А.** Исследование, разработка и создание лесопильного оборудования с круговым поступательным движением пильных полотен: Дис. ... д-ра техн. наук. М. 313 с.
10. **Прокопов В. С.** Разработка методики численного анализа динамических характеристик многопильного станка с круговым поступательным движением дерево-режущих полотен: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана.
11. **Фунг Ван Бинь.** Автоматизация и управление процессом принятия решений при многокритериальном проектировании пильного блока лесопильного станка: Дис. ... канд. техн. наук. МГТУ им. Н. Э. Баумана.
12. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. 518 с.
13. **Блохин М. А.** Мехатроника и робототехника в лесопильном оборудовании // Вестник машиностроения. 2019. № 8. С. 33—37.

Ю. В. ГАЛЫШЕВ, Р. Ю. ДОБРЕЦОВ, Г. П. ПОРШНЕВ, доктора технических наук, Е. Г. САХАРОВА, Д. В. УВАКИНА (Санкт-Петербургский ПУ Петра Великого), С. А. ВОЙНАШ (ФГБОУ ВО "Новосибирский ГАУ"), e-mail: sergey_voi@mail.ru

Разработка шасси беспилотного трактора для точного земледелия¹

Рассматривается разработка шасси беспилотного трактора для локального комплекса точного земледелия. Конструкция основана на кинематической схеме вальной коробки передач, реализующей большое число режимов и принцип двухпоточной трансмиссии. Особенностью данной схемы является наличие параллельных грузовых валов.

Ключевые слова: колесный трактор, автономное управление, двухпоточная трансмиссия, буксование, дисковая фрикционная муфта.

The development of the chassis of an unmanned tractor for a local complex of precision farming is considered. The design is based on the kinematic scheme of the shaft gearbox, which implements a large number of modes and the principle of two-line transmission. A feature of this scheme is the presence of parallel load shafts.

Keywords: wheeled tractor, autonomous control, two-line transmission, slipping, disc friction clutch.

Применение цифровых платформ в агротехническом комплексе включает роботизацию технологических процессов в сельском хозяйстве. Проблема весьма актуальна и привлекает внимание ученых и инвестиции государственных и частных структур в большинстве технологически развитых стран. Робототехнические сельскохозяйственные комплексы существуют в странах ЕС, Канаде, США, Австралии и других странах. Разработки таких комплексов ведутся и в России.

Эта задача решается не только разработкой специального техно-

логического оборудования, систем управления и связи, программного обеспечения. Предлагаемые технические решения должны быть экономически и социально целесообразными. В частности, беспилотный трактор, работающий практически круглосуточно при минимальном участии человека, кроме очевидных преимуществ имеет и слабые стороны — стоимость производства и эксплуатации, а также невозможность оперативного ремонта и решения мелких нештатных организационных проблем без участия человека.

Необходимость снижения стоимости изготовления беспилотного трактора определяется следующим: базой должна быть серийная машина, управляемая оператором; исключается движение трактора в беспилотном режиме за пределами поля и специальных площадок для хранения техники; специфические условия работы трактора, которые заключаются в их изменении во времени — это суточное изменение освещенности и погоды, но основ-

ными препятствиями являются стационарные — неизменность границ полей и др.

Работа беспилотного трактора в реальных условиях неизбежно связана с нештатными ситуациями, которые не решаются без участия человека. Поэтому более экономичным будет работа группы тракторов на одном поле или на смежных полях под контролем одного оператора. Следовательно, минимальными требованиями к прототипу беспилотного трактора будут: автоматизированное управление системами, обеспечивающими движение машины и выполнение технологических операций; наличие рабочего места оператора, соответствующее хотя бы минимальным нормам эргономики и безопасности.

Рациональна следующая последовательность действий: выбор серийного прототипа трактора и модернизация агрегатов его шасси для обеспечения совместимости с электронной системой управления и системами передачи данных; разработка и апробация собственно систем управления и передачи данных для дистанционного, а затем автономного управления машиной, т. е. создание локального комплекса точного земледелия; адаптация алгоритмов группового управления к стационарной и нестационарной средам для работы группы тракторов под контролем одного оператора; расширение возможностей системы введением дополнительных компонент наземного и воздушного базирования, подключением через ретрансляторы к спутниковой навигации, системам удаленного контроля и т. д., т. е. переход к уровню глобального комплекса точного земледелия.

Таким образом, одним из важнейших этапов, определяющим комплекс в целом, является адаптация шасси трактора (в первую очередь — агрегатов трансмиссии) для работы в режиме цифрового управления.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках федеральной целевой программы "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014—2020 годы" по проекту: "Разработка конструкции нового модельного ряда автоматизированных коробок перемены передач для сельскохозяйственной и дорожно-строительной техники в диапазоне 140—440 кВт, адаптированных для применения в комплексе систем беспилотного трактора" (уникальный идентификатор проекта RFMEFI57816X0213).

Беспилотный трактор 6—8 тягового класса ориентирован на применение во всем агротехническом цикле культивирования зерновых, преимущественно в степной зоне с континентальным климатом. Для таких условий характерны большие площади полей, слабо выраженные естественные и искусственные препятствия, малая заселенность местности. Именно зерновые культуры позволяют отказаться от использования систем технического зрения и перейти к управлению комплексом на основе карт проходимости или карт энергозатрат.

В трансмиссиях современных и перспективных тракторов и дорожно-строительных машин применяется гидрообъемная передача (ГОП), установленная параллельно механической ступенчатой коробке передач, переключение передач в которой, как правило, автоматизировано. При выборе параметров трансмиссии, кинематической схемы коробки передач и концепции системы управления исходят из необходимости переключения передач без разрыва потока мощности и без ступенчатого изменения передаточного отношения. При этом коэффициент полезного действия трансмиссии должен быть по крайней мере выше КПД ГОП, работающей в эквивалентной однопоточной трансмиссии [1—3]. Шасси трактора 6—8 классов используется не только в агротехническом комплексе, но служит основой для дорожно-строительных машин. Как тяговая машина трактор используется в комплексах по ремонту и обслуживанию буровых скважин нефте- и газодобывающей промышленности.

Использование ГОП в двухпоточной трансмиссии позволяет реализовать ее основные достоинства при удовлетворительной экономичности трансмиссии в целом [1—3]. В такой трансмиссии предусмотрено разветвление потока мощности: основной поток идет через ветвь с автомати-

зированной или автоматической ступенчатой коробкой передач, а в параллельной ветви устанавливается ГОП. Алгоритм совместного использования ветвей строится исходя из условия получения КПД трансмиссии, превышающего КПД ГОП. Примером реализации двухпоточной трансмиссии с ГОП может служить трактор Favorit 926 Vario [1]. Тракторы с ГОП в двухпоточной трансмиссии занимают свой сегмент рынка сельскохозяйственной техники.

Так как ГОП — механизм высокотехнологичный, с высокой стоимостью производства, то российским производителям трудно конкурировать с зарубежными. Поэтому представляет интерес замена ГОП бесступенчатым трансформатором крутящего момента (например, фрикционной дисковой муфтой с управляемым буксованием) или использование электродвигателя и гибридной двухпоточной трансмиссии.

Анализ российского рынка тракторов, технологических и экономических аспектов производства тракторов для конкретного индустриального партнера — ОАО "Петербургский тракторный завод" — показал целесообразность использования ступенчатой вальной автоматизированной или автоматической коробки перемены передач (АКПП) с переключением передач с помощью дисковых фрикционных элементов управления (ФЭУ), которое осуществляется с помощью гидравлического привода либо по командам оператора, либо под контролем автоматической системы управления. Такой подход позволит использовать имеющиеся производственные мощности производителя, но при этом заложить в конструкцию возможность совершенствования системы управления (вплоть до работы в составе роботизированного комплекса точного земледелия).

Анализ технической литературы позволил выделить основные

фундаментальные труды, как например:

1) работы [1, 4—7] по вопросам теории, расчета и конструирования трактора. Отдельные положения работ [4—7] можно признать устаревшими, но базовые методы проектирования элементов трансмиссии изложены в них полно и их целесообразно использовать и в настоящее время;

2) работы [8—10] в области основ земледелия и сельскохозяйственного производства, позволяющие оценить рациональность предлагаемых при проектировании трактора технических решений с позиции потребностей владельца техники и экологии;

3) работы [11—13] в отрасли транспортного машиностроения, содержащие описание концепций и технологий, применимых в двухпоточных трансмиссиях тяговых и транспортных машин, апробированные методы расчета и другую руководящую информацию.

Проведенный анализ позволил сформулировать основные положения данной работы: нет оснований отказываться от использования вальной ступенчатой АКПП в трансмиссиях тракторов и дорожно-строительных машин, выпускаемых на основе шасси трактора; при разбивке передач необходимо максимально учитывать адаптивность современного теплового двигателя и технологические потребности заказчика (агротехнического комплекса, дорожно-строительной или нефтегазовой отрасли), в связи с чем целесообразно разрабатывать семейство АКПП, технологически максимально родственных, но адаптируемых под конкретный двигатель и рассчитанных на определенные условия эксплуатации; трансмиссия (по крайней мере, ее трансформирующий механизм) перспективного трактора должна быть двухпоточной и обеспечивать плавное изменение крутящего момента в пределах ступени; в базовых методах расчета и конструирования в трак-

торостроении целесообразно использовать опыт и технологии транспортного машиностроения.

Цель данной работы — с учетом потребностей индустриального партнера предложить трансформирующий механизм на базе вальной коробки передач, обеспечивающий плавное изменение крутящего момента в пределах ступени и переключение передач без разрыва потока мощности. Валы АКПП должны иметь минимальный осевой габарит, передаточные отношения АКПП должны изменяться гибко (в частности, должны воспроизводиться передаточные отношения АКПП предшествующей серийной модификации).

При анализе технической литературы и патентных материалов нами не было найдено техническое решение, удовлетворяющее существующим требованиям. Изучение работ [1, 4—7, 11—13] показало, что, используя методическую базу теории, расчета и конструирования транспортных машин, можно определить основные параметры и создать математические модели для описания новых двухпоточных трансмиссий тракторов, содержащих фрикционные муфты с управляемым буксованием. Другая задача — формирование методики определения передаточных отношений АКПП с учетом ограничений, накладываемых особенностью конструкций. Результаты проведенного анализа показали, что перечисленные задачи в теоретическом плане не решены, а без их решения конструирование новой АКПП представляется чрезмерно затратным. Это и определяет актуальность прикладных исследований.

В работе [14] предложены варианты кинематических схем двухпоточных трансмиссий, в которых АКПП, фрикционная муфта и суммирующий ряд выполняются в виде отдельных узлов (рис. 1). Преимущество схемы — возможность использования АКПП любой конструкции,

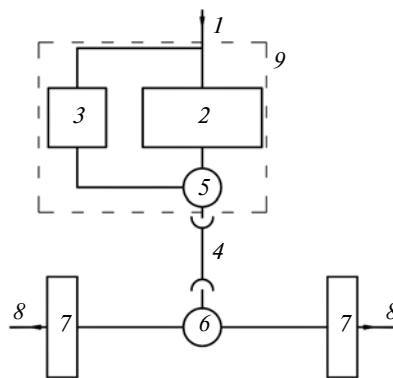


Рис. 1. Обобщенная схема двухпоточной трансмиссии колесного трактора (условно показан привод на один мост):

1 — подвод мощности от двигателя; 2 — АКПП; 3 — фрикционный механизм; 4 — карданная передача; 5 — суммирующий планетарный ряд; 6 — механизм распределения мощности; 7 — колесный редуктор; 8 — отвод мощности к ведущим колесам; 9 — двухпоточный трансформирующий механизм

основной недостаток — проблема компоновки дополнительных узлов на шасси трактора. Если объединить эти узлы в новой конструкции (см. рис. 1), то АКПП можно выполнить с соблюдением габаритных и присоединительных размеров прототипа.

Конструкция основана на концепции семейства АКПП с параллельными грузовыми валами, упрощенная схема которой приведена на рис. 2. Данное решение представляет собой семейство кинематических схем. Показанная на рис. 2 АКПП содержит один ведущий вал и пять ведомых валов и имеет три степени свободы. Ведомые валы связаны между собой шестернями суммирующего редуктора. На

ведущем валу расположены три ФЭУ, на каждом ведомом — по одному ФЭУ. Для включения передачи одновременно должны быть задействованы два элемента управления (по одному на каждом используемом валу). В связи с этим для понимания принципа работы АКПП таблица включений ФЭУ не требуется. Поток мощности идет через ведущий вал и один из ведомых валов — сумматор. При переключении передач допускается одновременная работа двух ведомых валов (имеющееся кинематическое рассогласование компенсируется буксованием ФЭУ).

Ожидаемые преимущества предлагаемых схем: короткие жесткие валы с минимальным числом ФЭУ; простая симметричная кинематическая схема; компактность; возможность более широкого варьирования передаточных отношений коробки передач и их менее жесткая зависимость друг от друга при разных режимах работы; возможность унификации ведомых валов, большинства деталей и узлов; применение с гидродинамической передачей и любым двигателем при установке согласующего редуктора на входе и корректировке передаточного отношения сумматора; использование любого ведомого вала для получения группы передач заднего хода и (при установке дополнительного ФЭУ, связанного с ведущим валом) создания двухпоточной трансмиссии. В последнем случае вместо ГОП предлага-

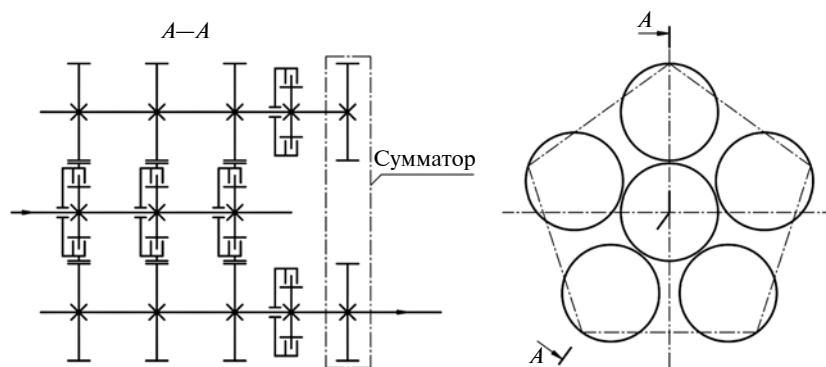


Рис. 2. Упрощенная кинематическая схема автоматизированной коробки передач

ется использовать более дешевый, но функционально конкурентоспособный фрикционный механизм [15–17].

Ожидаемые недостатки: на каждой передаче включен ФЭУ на ведомом валу (включение целесообразно осуществлять без нагрузки); валы компонованы в объеме картера, поэтому нельзя использовать картер старой конструкции; проблематично широкое использование комплектующих существующих серийных коробок передач, выпускаемых ОАО "Петербургский тракторный завод"; наличие массивного сумматора; целесообразно, чтобы число передач заднего хода равнялось числу передач на одном валу; при работе постоянное вращение ведомых валов АКПП (за исключением холостого хода); затрудненный доступ к ФЭУ ведущего вала при ремонте.

Передаточное отношение на выбранном режиме работы определяется по формуле

$$u = \omega_0/\omega_x = u_\Sigma \sum_{k=1}^p (u_{jxk} h_{jxk}).$$

Здесь ω_0 и ω_x — угловые скорости ведущего и ведомого валов; u_{jxk} — передаточные отношения для зацеплений грузовых валов с промежуточным валом ($k = \overline{1, p}$, в рассматриваемом примере $p = 5$); h_{jxk} — коэффициент, равный 1, если на данном режиме используется пара шестерен с индексом

jx , или 0, если пара не используется; u_Σ — передаточное отношение сумматора. В общем случае

$$u_\Sigma = \sum_{i=1}^n (u_{\Sigma i} h_{\Sigma i}).$$

Обозначим число ФЭУ на ведомом валу через N_0 . Тогда для кинематических схем семейства выполняются следующие соотношения: число режимов работы $Z = N_0 p$; число ФЭУ $Y = N_0 + p$; число валов в АКПП при простейшей конструкции суммирующего редуктора $N = p + 1$.

Применение АКПП, построенных на основании схемы на рис. 2, рационально при относительно небольшом числе режимов работы. Сохраняя принципы построения схем, предлагается ввести дополнительный промежуточный вал и увеличить число степеней свободы АКПП до четырех. На рис. 3 приведена упрощенная кинематическая схема АКПП, реализующая 24 режима работы. Используются девять дисковых муфт ФЭУ. При работе АКПП мощность передается с входного вала через муфту C_{01} или C_{02} и связанную с ней пару шестерен на промежуточный вал. Коробка имеет четыре параллельных грузовых вала. Используемый на данном режиме работы грузовой вал соединяется с суммирующим редуктором Σ через включенную муфту C_{xi} ($i = \overline{1, n}$ — номер грузового вала; в рассматриваемом примере $n = 4$). На этот вал мощность передается через муфту C_1 ,

C_2 или C_3 и соответствующую пару шестерен и далее на выходной вал через суммирующий редуктор. В простейшем случае выходным валом является один из грузовых валов, а суммирующий редуктор представляет собой блок шестерен с осями, неподвижными в пространстве. Таким образом, работающая в таком режиме АКПП имеет четыре степени свободы. Параллельных потоков мощности в АКПП нет.

Передаточное отношение на выбранном режиме работы определяется по формуле

$$u = \omega_0/\omega_x = [u_{01} h_{01} (u_{1x1} h_{1x1} + u_{1x2} h_{1x2} + \dots) + u_{02} h_{02} (u_{2x1} h_{2x1} + u_{2x2} h_{2x2} + \dots)] u_\Sigma = u_\Sigma \sum_{j=1}^m u_{0j} h_{0j} \left(\sum_{k=1}^p (u_{jxk} h_{jxk}) \right).$$

Здесь u_{0j} — передаточное отношение для одной из $j = \overline{1, m}$ пар шестерен, связывающих ведущий вал с промежуточным (в рассматриваемом примере $m = 2$); h_{0j} — коэффициент, равен 1, если на данном режиме используется пара шестерен с индексом $0j$, или 0, если пара не используется.

Число режимов работы $Z = m p n$, число ФЭУ $Y = m + p + n$, число валов в АКПП при простейшей конструкции суммирующего редуктора $N = n + 2$.

Если семейство схем представить в виде планарного графа, то наибольшее число режимов работы при минимальном числе ФЭУ и валов даст решение, при котором реализуется "троичное ветвление" в вершинах графа: на ведущем и промежуточном валах располагаются по три ФЭУ, число грузовых валов (соответственно и число муфт C_{xi}) также равно трем.

В данной работе при выборе схем приняли дополнительное ограничение: достаточное число режимов работы получается при минимальной длине валов и наименьшем числе ФЭУ. Дополнительное ограничение накладывалось также особенностью схемы: передачи заднего хода целесооб-

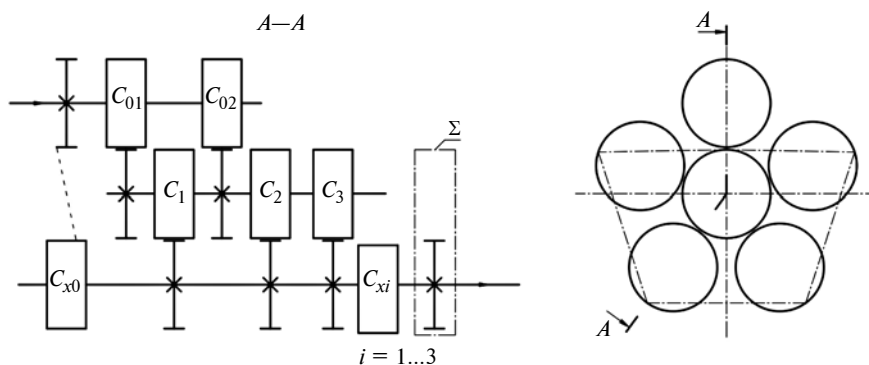


Рис. 3. Упрощенная кинематическая схема двухшочной АКПП:

показано расположение валов в пространстве; C_{01} и C_{02} , $C_1, \dots, 3$, C_{xi} и C_{x0} — дисковые муфты соответственно на входном, промежуточном и используемом грузовых валах; Σ — суммирующий редуктор

разно размещать на одном грузовом валу. Кинематическая схема выбранного варианта показана на рис. 4.

При выборе чисел зубьев можно ориентироваться или на получение заданных передаточных отношений (при этом число зубчатых венцов, связанных с ФЭУ промежуточного вала, увеличивается) или на минимизацию числа таких шестерен (что упростит конструкцию и уменьшит массу АКПП). Обязательное условие — соблюдение постоянного межосевого расстояния для каждой пары шестерен на промежуточном и соответствующем грузовом валах. При соблюдении исходных передаточных отношений погрешность не превышает 6 % (корректирование зубчатых колес не предусмотрено). При альтернативном подходе можно использовать всего три венца на промежуточном валу, что упростит конструкцию, уменьшит массу и габаритные размеры АКПП.

Степень автоматизации АКПП может быть разной, однако для корректной работы предпочтительнее электронная система управления. В частности, это обеспечит интеграцию АКПП в бортовую сеть трактора с помощью технологии CAN, т. е. возможность применения на шасси беспилотного трактора, интегрированного в систему точного земледелия. Допускается и автоматизированное управление переключением передач, когда моменты переключения выбирает водитель.

На базе описываемой схемы можно реализовать двухпоточный трансформирующий механизм. Для этого на грузовом валу, используемом для получения передач заднего хода, устанавливается муфта C_{x0} , связанная с ведущим валом зубчатой передачей с отношением u_{0x} . В данной точке происходит разветвление потока мощности. Муфта C_{x0} работает в режиме управляемого буксования [15–17]. Прототипом предлага-

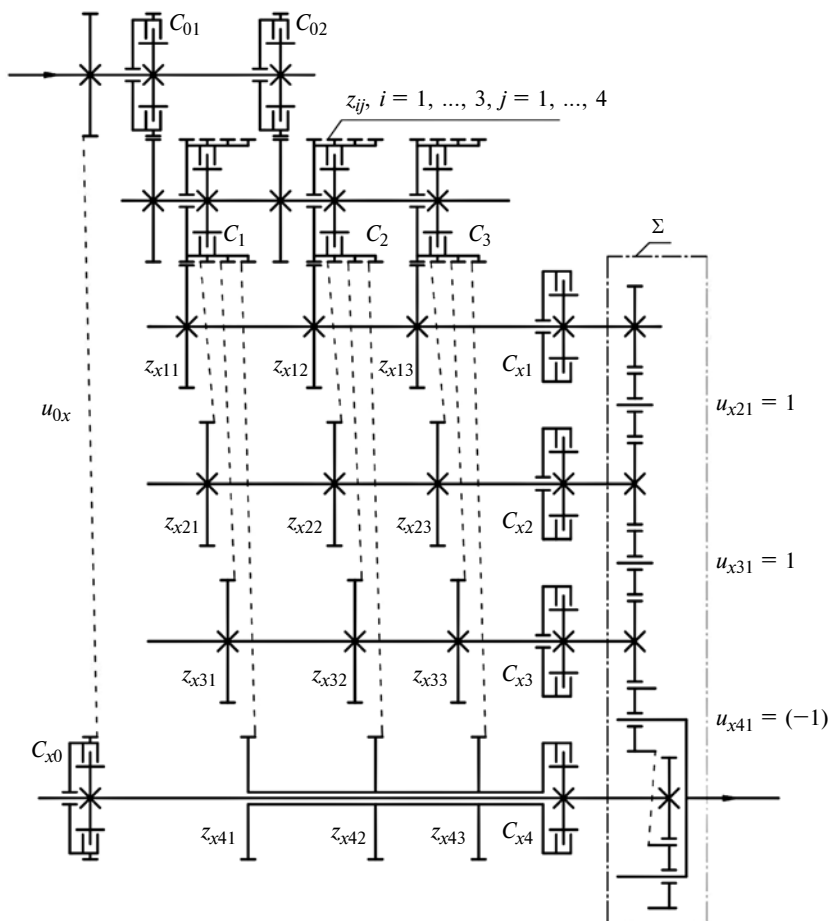


Рис. 4. Кинематическая схема двухпоточной АКПП, развернутая на плоскости: C — фрикционные муфты; z — числа зубьев; u — передаточные отношения

ется выбрать систему управления механизмом поворота гусеничной машины [16] и механизма распределения мощности [18], разработанного для автомобиля. Поток мощности суммируется в редукторе, дополненном планетарным рядом (см. рис. 4).

Схема трансмиссии (см. рис. 1) разработана для двухосного шасси с приводом на задний мост. По такой схеме можно построить трансмиссию полноприводной машины, что актуально для тракторов 6–8 тяговых классов. Привод переднего моста можно отключать через раздаточный механизм, который располагается в одном блоке с АКПП. Конструкция АКПП не ограничивает число используемых ведущих мостов.

Для управления буксованием дисков в муфте C_{x0} можно использовать широтно-импульсную модуляцию управляющего давле-

ния в гидравлическом приводе. Такое управление гидравлическим приводом дискового ФЭУ имеют гусеничные и колесные машины [19, 20]. При определении передаточного отношения межколесного механизма распределения мощности (МРМ) автомобиля рассматривается согласование радиусов кинематического и силового поворотов [18]. В нашем случае через параллельную ветвь трансмиссии должен передаваться дополнительный момент, равный разности моментов на смежных передачах, который для схемы на рис. 1 определяется по формуле

$$\begin{aligned} M^* &= M_l - M_{l+1} = \\ &= M_0(u_l - u_{l+1}) = \\ &= M_0 u_{l+1} (u_l / u_{l+1} - 1). \end{aligned}$$

Здесь M_l , M_{l+1} , M_0 — моменты на смежных передачах и на входе в АКПП ($M_l > M_{l+1}$); u_l , u_{l+1} —

передаточные отношения на смежных передачах в коробке передач; $l = \overline{1, L}$ — номер передачи, L — число передач.

При разбивке передач по геометрической прогрессии можно принять знаменатель $q = u_l/u_{l+1}$. Так как нецелесообразно иметь L ступеней в редукторной части параллельной ветви, момент выбирается из условия $\max\{M_l^*\}$, $l = \overline{1, L}$. Формально этому соответствует $l = 1$, но первая передача редко используется, поэтому принимается $l = 2$. Тогда передаточное отношение МРМ определяется по формуле

$$u_{0x} = u_3(u_2/u_3 - 1) > 1.$$

Для разрабатываемой АКПП $u_{0x} = 6,127(7,258/6,127 - 1) = 1,131$.

Представляется, что при относительной простоте кинематических схем рассмотренное семейство АКПП обладает хорошими перспективами для практического использования, так как позволяет получить достаточное число режимов работы для трактора или дорожно-строительной машины, погрузчика; вписывается в концепцию модульного построения трансмиссии, использует технологическую базу серийного прототипа.

Использование параллельного потока дает дополнительные преимущества: уменьшение числа переключений на поверхности с непостоянным коэффициентом сопротивления движению (например, типичное движение по полю поперек прошлогодних борозд); квазибесступенчатое переключение передач без применения ГОП.

При кинематическом и силовом анализе двухпоточной АКПП целесообразно использовать методику, апробированную на механизмах поворота и распределения мощности [21, 22]. Такая методика нехарактерна для тракторостроения. Для изготовления деталей и узлов параллельной ветви желательно использовать материалы и технологии, разра-

ботанные для военных гусеничных машин [11], что позволит повысить надежность и долговечность работы механизма.

Для проектировочных и поверочных расчетов других деталей и узлов АКПП (зубчатых колес, валов, подшипников и др.) целесообразно использовать традиционные методики [1, 4, 11].

Выводы

1. Предложена схема трансформирующего механизма, заменяющего серийную коробку передач и при сохранении исходных передаточных отношений и переключения без разрыва потока мощности, обеспечивающего практически бесступенчатое изменение крутящего момента на выходном валу.

2. Передаточное отношение и нагрузки на детали предлагаемого механизма можно определить из условия необходимости перекрытия разрыва по значению момента между второй и третьей передачами в АКПП. Установлены ограничения, сужающие возможности варьирования передаточных отношений ступеней.

3. Достаточно широкое варьирование передаточных отношений для предлагаемой схемы коробки передач позволяет создать модельный ряд конструктивно подобных изделий с большой долей унификации деталей или перейти к модельному построению трансформирующего механизма, который адаптируется к конкретному шасси путем изменения передаточного числа входного редуктора.

4. При серийном изготовлении узлов трансмиссии можно использовать материалы и технологии, разработанные в настоящее время для военно-промышленного комплекса России.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Шарипов В. М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для вузов, 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение. 2009. 752 с.

2. Самородов В. Б., Бондаренко А. И. Результаты математического моделирования трансмиссии Fendt Varjo колесных тракторов 900 серии // Вестник НТУ "ХПИ"; Сб. научн. трудов. Тематич. вып. "Автомобиле- и тракторостроение". 2011. № 56. С. 58–95.

3. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий / В. Б. Самородов, А. В. Рогов, М. Б. Бурлыга, Б. В. Самородов // Вестник НТУ "ХПИ"; Сб. научн. трудов. Тематич. вып. "Автомобиле- и тракторостроение". 2003. № 4. С. 3–19.

4. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет. Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / И. П. Ксеневиц, В. В. Гуськов, Н. Ф. Бочаров и др.; Под общ. ред. И. П. Ксеневица. М.: Машиностроение, 1991. 544 с.

5. Скотников В. А., Машенский А. А., Солонский А. С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Под ред. В. А. Скотникова. М.: Агропромиздат, 1986. 383 с.

6. Теория и расчет трактора "Кировец" / Е. А. Шувалов, А. В. Бойков, Б. А. Добряков, М. Г. Пантюхин; Под ред. А. В. Бойкова. Л.: Машиностроение, 1980. 208 с.

7. Шувалов Е. А. Повышение работоспособности трансмиссий тракторов. Л.: Машиностроение, 1986. 126 с.

8. Основы технологии сельскохозяйственного производства. Земледелие и растениеводство / Под ред. В. С. Никляева: Учебник для студентов высш. учеб. заведений по специальности "Землеустройство" и "Земельный кадастр". М.: Былина, 2000. 555 с.

9. Щепашенко Г. Л., Хазова Е. Г., Баркова Л. И. Почвоведение с основами земледелия. М.: Почвенный институт им. В. В. Докучаева, 1993. 258 с.

10. Куляшов А. П., Колотилин В. Е. Экологичность движителей транспортно-технологических машин. М.: Машиностроение, 1993. 288 с.

11. Расчет и конструирование гусеничных машин: Учебник для вузов / Н. А. Носов, В. Д. Гальшев, Ю. Н. Волков, А. П. Харченко. Л.: Машиностроение, 1972. 559 с.

12. Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. 448 с.

13. Шеломов В. Б. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин. Тяговый расчет криволинейного движения: Учеб. пос. для вузов по специальности "Автомобиле- и тракторостроение". СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. 90 с.

Л. А. ЧУМАКОВА, канд. техн. наук (Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург), e-mail: chumakova.larisa@list.ru

Расчет внешних нагрузок в приводе клетки редуционного стана

Предлагается расчет внешних нагрузок для определения момента прокатки в зависимости от времени действия пиковой нагрузки при разных установившихся моментах прокатки в клетке редуционного стана.

Ключевые слова: труба, прокатка, алгоритм, расчет, клетка, момент.

The calculation of external loads is proposed to determine the rolling moment depending on the time of peak load action at different steady rolling moments in the stand of the reduction mill.

Keywords: pipe, rolling, algorithm, calculation, stand, moment.

Создание надежных редуционных станов при небольших затратах средств с наибольшей производительностью при эксплуатации за счет использования резервов прочности и мощности возможно, если знать действительный характер их нагружения. Вопросы снижения динамических нагрузок в приводе клетки скобы редуционного стана, повышения ее надежности и долговечности, повышения производительности стана уменьшением времени простоев, увеличения выпуска продукции подробно рассмотрены в работах [1–5].

В данной работе рассматривается 24-клетьевого редуционный стан, входящий в состав трубопро-

катного агрегата с непрерывным оправочным станом (ТПА 30–102), работающим на Первоуральском новотрубном заводе [1]. Редуционный стан имеет трехвалковые клетки с тремя вводами и дифференциально-групповой привод. Для наиболее полной характеристики процесса необходимо определить функциональные зависимости момента прокатки от времени действия пиковой нагрузки при разных установившихся моментах прокатки. Для расчетов использовали пакет MathCAD.

Для анализа изменения внешних нагрузок приняли следующие исходные данные:

1) для унификации построения зависимостей выбрали один режим обжатия — редуцирование труб из заготовки $\varnothing 122 \times 6$ мм до $\varnothing 38 \times 4,5$ мм;

2) технологические параметры стана соответствуют редуционному стану 30–102 для всех зависимостей;

3) радиус вала $R = 165$ мм;

4) максимальный пиковый момент прокатки $M_1 = 19$ кН · м;

5) установившийся момент прокатки $M_2 = 4 \div 7$ кН · м;

6) абсолютное обжатие трубы $\Delta d = 3,5$ мм;

7) средняя скорость трубы в очаге деформации $v = 7500$ мм/с.

Определим формулы для момента прокатки, варьируя его установившимся в допустимых пре-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 47)

14. Дидиков Р. А., Добрецов Р. Ю., Галышев Ю. В. Варианты кинематической схемы двухпоточной трансмиссии перспективного трактора с автоматизированной коробкой передач // VI Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием, посвященная 70-летию Рубцовского промышленного института "Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы" / Под ред. О. А. Михайленко, Г. А. Обуховой. Рубцовск: Рубцовский промышленный институт, 2016. С. 113–120.

15. Исследования и разработки ученых СПбГПУ в области оборонной техники (по материалам IX международной выставки вооружения, военной техники и боеприпасов) / Ю. В. Галышев, Р. Ю. Добрецов, Г. П. Поршнев, С. П. Худорожков // Науч.-техн. ведомости СПбГПУ. Сер. Наука и образование. 2014. № 1. С. 26–32.

16. Замкнутые системы управления поворотом гусеничных машин / Ю. В. Галышев, А. П. Григорьев, Р. Ю. Добрецов, А. В. Лозин // Науч.-техн. ведомости СПбГПУ. Сер. Наука и образование. 2014. № 3 (202). С. 201–208.

17. Добрецов Р. Ю. Фрикционный механизм поворота двухпоточных трансмиссий гусеничных машин // Изобретатели в инновационном процессе России: Матер. Всерос. (с международным участием) науч.-практ. конф.; Под ред. Ю. Г. Попова и А. Г. Семенова. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. С. 121–124.

18. Дидиков Р. А., Добрецов Р. Ю. К вопросу о выборе кинематических схем шестеренчатых МРМ // Автомобильная промышленность. 2014. № 9. С. 12–14.

19. Бойков А. В., Григорьев А. П., Русинов Р. В. К методу оценки частоты импульсного управления пово-

ротом гусеничной машины // Межвуз. сб. "Рабочие процессы компрессоров и установок с ДВС". Л.: ЛПИ, 1987. С. 73–78.

20. Дидиков Р. А., Добрецов Р. Ю., Русинов Р. В. О возможности применения гидравлического привода в механизме распределения мощности // Вестник ААИ. 2016. № 5 (100). С. 30–32.

21. Шеломов В. Б., Добрецов Р. Ю. Мощности двигателя и буксования фрикционного элемента механизма управления поворотом гусеничной машины // Науч.-техн. ведомости СПбГПУ. Сер. Наука и образование. 2010. № 2. Т. 2. С. 87–91.

22. Дидиков Р. А. Метод определения составляющих баланса мощности механизма распределения мощности в трансмиссии автомобиля // Вестник СибАДИ. 2016. № 4 (50). С. 61–63.

делах значением при неизменных остальных параметрах.

Сначала найдем проекцию длины L очага деформации для i -й клетки по формуле $L = \sqrt{R\Delta d}$. При $\Delta d = 3,5$ мм получим $L = 24,031$ мм.

Затем определим время t действия пиковой нагрузки для i -й клетки по формуле $t = L/v$. Получим $t = 0,0032$ с.

Матрица для определения функции момента прокатки от времени имеет вид:

$$M(t) = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ t/2 & M_1 - M_2 \\ t & M_1 \\ t + t/2 & M_1 - M_2 \\ 2t + t/5 & M_2 \\ 2t + t/2 & M_2 \end{pmatrix}.$$

Далее определим расчетные матрицы для функции момента прокатки от времени при установившемся моменте прокатки:

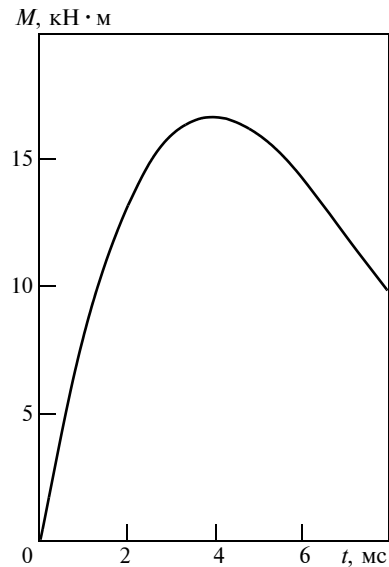
при $M_2 = 4$ кН·м получим $M(t) = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0,0016 & 15 \\ 0,0032 & 19 \\ 0,0048 & 15 \\ 0,0070 & 4 \\ 0,0080 & 4 \end{pmatrix};$

при $M_2 = 5$ кН·м получим $M(t) = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0,0016 & 14 \\ 0,0032 & 19 \\ 0,0048 & 14 \\ 0,0070 & 5 \\ 0,0080 & 5 \end{pmatrix};$

при $M_2 = 6$ кН·м получим $M(t) = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0,0016 & 13 \\ 0,0032 & 19 \\ 0,0048 & 13 \\ 0,0070 & 6 \\ 0,0080 & 6 \end{pmatrix};$

при $M_2 = 7$ кН·м получим $M(t) = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0,0016 & 12 \\ 0,0032 & 19 \\ 0,0048 & 12 \\ 0,0070 & 7 \\ 0,0080 & 7 \end{pmatrix}.$

После аппроксимации полученных данных определим функцию $M(t)$ момента прокатки от времени действия пиковой нагрузки:



Изменение момента M прокатки от времени t действия пиковой нагрузки при $M_2 = 7$ кН·м

при $M_2 = 4$ кН·м получим

$$M(t) = 2,129 \cdot 10^8 t^3 - 3,530 \cdot 10^6 t^2 + 1,507 \cdot 10^4 t - 0,261;$$

при $M_2 = 5$ кН·м получим

$$M(t) = 8,240 \cdot 10^7 t^3 - 1,834 \cdot 10^6 t^2 + 1,065 \cdot 10^4 t - 0,331;$$

при $M_2 = 6$ кН·м получим

$$M(t) = 8,081 \cdot 10^7 t^3 - 1,771 \cdot 10^6 t^2 + 1,026 \cdot 10^4 t - 0,400;$$

при $M_2 = 7$ кН·м получим

$$M(t) = 7,923 \cdot 10^7 t^3 - 1,707 \cdot 10^6 t^2 + 9,865 \cdot 10^3 t - 0,470.$$

Пример функции приведен на рисунке.

Полученный расчет внешних нагрузок позволяет определять функции момента прокатки в зависимости от времени действия пиковой нагрузки при любых значениях установившегося момента прокатки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Чумакова Л. А.** Исследование условий работы и режимов динамического нагружения редукционного стана ТПА 30-102 с целью повышения надежности рабочей клетки: Дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, 2006. 150 с.
2. **Динамические** нагрузки в приводе клетки редукционного стана / Л. А. Чумакова, Д. А. Аргунов, А. В. Матвеев, П. А. Максимов // Сталь. 2018. № 10. С. 56, 57.
3. **Чумакова Л. А.** Влияние скорости и абсолютного обжатия трубы на динамические нагрузки в приводе клетки редукционного стана // Сталь. 2019. № 3. С. 44, 45.
4. **Чумакова Л. А.** Решение математической модели привода клетки редукционного стана // Сталь. 2019. № 5. С. 46—48.
5. **Чумакова Л. А.** Влияние моментов прокатки на динамические нагрузки в приводе клетки редукционного стана // Вестник машиностроения. 2019. № 7. С. 50—52.

Н. П. АЛЕШИН, академик РАН, М. В. ГРИГОРЬЕВ, Н. В. КРЫСЬКО, кандидаты технических наук, А. Г. КУСЫЙ (ФГАУ "НУЦСК при МГТУ им. Н. Э. Баумана"), e-mail: aleshin@bmstu.ru

Моделирование взаимодействия пучка упругих колебаний с поверхностью объекта при акустическом неразрушающем контроле¹

Разработаны физико-математические модели, описывающие преломление вогнутой цилиндрической поверхностью поля упругой поперечной волны, произвольно падающей на поверхность из жидкости. Рассматривается иммерсионный контроль трубопровода малого диаметра.

Ключевые слова: акустика, ультразвук, иммерсионный контроль, физико-математическая модель, поверхность с изгибом, трубопровод малого диаметра.

Physical and mathematical models are developed that describe the refraction by a concave cylindrical surface of a field of an elastic transverse wave arbitrarily incident on a surface from a liquid. Immersion control of a small-diameter pipeline is considered.

Keywords: acoustics, ultrasound, immersion control, physical and mathematical model, bent surface, small-diameter pipeline.

Для повышения достоверности результатов акустического неразрушающего контроля при оценке технического состояния материалов необходимо создать модели, адекватно описывающие взаимодействие падающего пучка упругих колебаний с контролируемой поверхностью. Разнообразие и многомерность эксплуатируемых потенциально опасных производственных объектов определяют множество возможных для контроля поверхностей, которые условно делятся на две группы: первая — плоские поверхности, свойственные различному оборудованию, например сосудам под давлением и трубопроводам большого диаметра; вторая — трубопроводы малого диаметра.

В настоящее время достаточно хорошо научно обоснованы физико-математические модели, описывающие взаимодействия пучка упругих колебаний с поверхностями первой группы. К сожалению, указанные модели не учитывают особенности взаимодействия упругих колебаний с поверхностями

трубопроводов малого диаметра. Решение данной проблемы рассматривается в настоящей работе.

Исследуется акустическое поле, полученное при взаимодействии упругих колебаний с вогнутой цилиндрической поверхностью изделия в иммерсионном варианте. Это представляет практический интерес, например, при ультразвуковом (УЗ) контроле внутренней стороны трубопроводов при заполнении их продуктом.

Придерживаясь методики расчета, изложенной в работе [2], упругое поле в жидкости для преобразователя с круглой пьезопластиной диаметром $2a$ в системе координат x, y, z (рис. 1) можно записать следующим образом:

$$\varphi(x, y, z) = -\frac{\sigma_0 s_n k_{l1}^2}{4\pi^2 \omega^2 \rho_1} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}-i\infty} \frac{2J_1[aq'(\psi_1, \theta_1)]}{aq'(\psi_1, \theta_1)} \times J(\psi_1, \theta_1) \exp[iF_0(\psi_1, \theta_1)] d\psi_1 d\theta_1. \quad (1)$$

Здесь σ_0 — нормальное напряжение под пьезопластиной; ω — угловая скорость частиц при распространении ультразвуковой волны; ρ_1 — плотность жидкости; $k_x = k_{l1} \sin\theta_1 \cos\psi_1$, $k_y = k_{l1} \sin\theta_1 \sin\psi_1$, $k_z = k_{l1} \cos\theta_1$ — проекции волнового вектора k_{l1} падающей плоской волны в жидкости; θ_1 и ψ_1 — углы, характеризующие направление распространения элементарных плоских волн соответственно осей Oz и Ox ; $F_0 = k_{l1}[(x - \rho \cos\psi_0) \sin\theta_1 \cos\psi_1 + (y - \rho \sin\psi_0) \times \sin\theta_1 \sin\psi_1 + (z - z_0) \cos\theta_1]$ — набег фазы до точ-

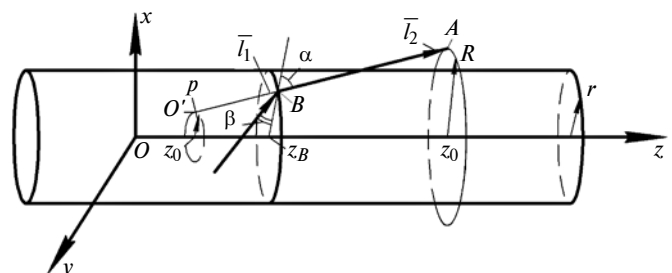


Рис. 1. Схема прохождения УЗ волн

¹ Работа выполнена в рамках Государственного задания № 075-00902-19-01.

ки x, y, z ; $J = \cos\delta\sin\gamma\sin\theta_1\cos\theta_1 + \cos\gamma\sin^2\theta_1\cos\psi_1 - \sin\delta\sin\gamma\sin^2\theta_1\cos\psi_1$ — Якобиан преобразования координат; $\rho\cos\psi_0, \rho\sin\psi_0, z_0$ — координаты центра (O) пьезопластины; $S_n = \pi a^2$; c — скорость звука; $q' = \sqrt{[k_x\sin\gamma + k_y\sin\delta\cos\gamma - k_z\cos\delta\cos\gamma]^2 + [k_y\cos\delta + k_z\sin\delta]^2}$, где γ — угол падения УЗ колебаний на вогнутую цилиндрическую поверхность; δ — угол между осью Oz и плоскостью падения акустической оси; J_1 — функция Бесселя первого порядка.

Для определения поля смещения поперечных волн, преломленных вогнутой цилиндрической поверхностью, в формулу (1) введем $F = \bar{k}_{l1}\bar{l}_1 + \bar{k}_{l2}\bar{l}_2 = k_{l1}[r\sin\theta_1\cos(\psi_1 - \psi_B) + mR\sin\theta'_1\cos(\psi_A - \psi'_1) - mR\sin\theta'_1\cos(\psi'_1 - \psi_B) + (z_A - z_0)\cos\theta_1 - \rho\sin\theta_1 \times \cos(\psi_1 - \psi_0)]$ и комплексный коэффициент D_{lt} прозрачности, учитывающие под интегралом для каждой плоской волны соответственно набег фазы и прозрачность границы раздела. Здесь $k_{l2}\sin\theta'_1\cos\psi'_1, k_{l2}\sin\theta'_1\sin\psi'_1, k_{l2}\cos\theta'_1$ в множителе F — проекции волнового вектора \bar{k}_{l2} преломленной плоской поперечной волны, распространяющейся в направлении \bar{l}_2 (см. рис. 1); $m = k_{l2}/k_{l1}$, $R\cos\psi_A, R\sin\psi_A, Z_A$ — координаты точки A в твердом теле; $r\cos\psi_B, r\sin\psi_B, Z_B$ — координаты точки B на вогнутой цилиндрической поверхности радиусом r .

С учетом этих величин упругое смещение поперечной волны в произвольной точке $A(x_A, y_A, z_A)$ в преломленном поле определяется выражением:

$$U_{l2} = -i \frac{s_n \sigma_o k_{l1}^3}{4\pi^2 \omega^2 \rho_1} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \int_0^{i\infty} \frac{2J_1(q'a)}{q'a} J(\theta_1, \psi_1) \times D_{lt}(\theta_1, \psi_1) \exp[iF(\theta_1, \psi_1)] d\psi_1 d\theta_1. \quad (2)$$

Подставим в формулу (2) комплексный коэффициент прозрачности $D_{lt} = |D_{lt}|e^{i\varphi}$ и запишем ее следующим образом:

$$U_{l2} = -i \frac{s_n \sigma_o k_{l1}^3}{4\pi^2 \omega^2 \rho_1} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \int_0^{i\infty} \frac{2J_1(q'a)}{q'a} J(\theta_1, \psi_1) |D_{lt}| \times \exp[i(\varphi + F)] d\psi_1 d\theta_1. \quad (3)$$

Интеграл в формуле (3) можно вычислить асимптотически как интеграл от быстро осциллирующей функции, которую определяет в основном небольшой участок области, примыкающей к точке

ψ_1^0, θ_1^0 стационарной фазы [3], определяемой уравнениями:

$$\begin{cases} \frac{d(F + \varphi)}{d\psi_1} = 0; \\ \frac{d(F + \varphi)}{d\theta_1} = 0. \end{cases}$$

Асимптотическое решение интеграла (3) имеет вид:

$$U_{l2} \approx \frac{s_n \sigma_o k_{l1}^3}{4\pi^2 \omega^2 \rho_1} \frac{2J_1[aq'(\psi_1^0, \theta_1^0)]}{aq'(\psi_1^0, \theta_1^0)} J(\psi_1^0, \theta_1^0) \times |D_{lt}(\psi_1^0, \theta_1^0)| \exp\{i[F(\psi_1^0, \theta_1^0) + \varphi(\psi_1^0, \theta_1^0)]\} / \sqrt{H^0},$$

где $H^0 = \left[\frac{d^2(F + \varphi)}{d\theta_1^2} \frac{d^2(F + \varphi)}{d\psi_1^2} - \left(\frac{d^2(F + \varphi)}{d\theta_1 d\psi_1} \right)^2 \right]_{\substack{\theta_1 = \theta_1^0 \\ \psi_1 = \psi_1^0}}$ —

определитель Гессе в точке стационарной фазы.

На рис. 2 и 3 приведены распределения смещений в преломленной поперечной волне вблизи на-

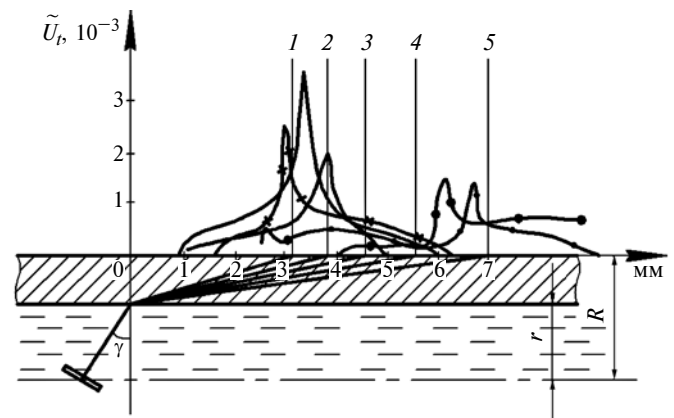


Рис. 2. Распределения поля смещения \tilde{U}_t при $\delta = 0$ (вдоль оси цилиндра) и угле $\gamma = 15^\circ$ (1), 17° (2), 19° (3), 21° (4) и 23° (5)

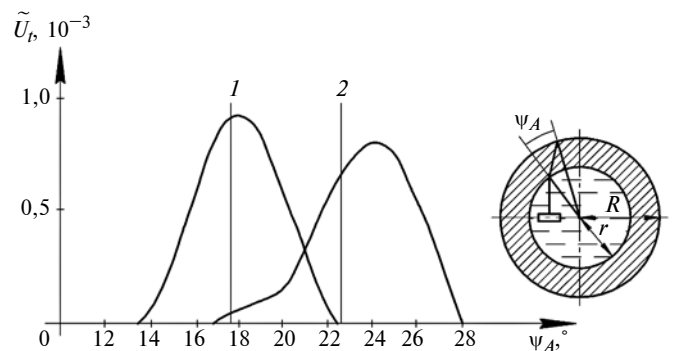


Рис. 3. Распределения поля смещения \tilde{U}_t при $\delta = 90^\circ$ (в сечении цилиндра) и угле $\gamma = 20,5^\circ$ (1) и $23,5^\circ$ (2)

А. И. НЕДОЛУЖКО, А. А. КОТЕСОВА, кандидаты технических наук (ВО ДГТУ, Ростов-на-Дону),
e-mail: a.kotesova@mail.ru

Разгонные течения псевдопластических и дилатантных неньютоновских жидкостей в прямых трубопроводах

Исследованы разгонные течения неньютоновских жидкостей, вязкостно-прочностные свойства которых описываются уравнением $\tau = k\dot{\gamma}^n$. Получены зависимости для расчета поля скоростей и время установления течения для жидкостей с произвольными реологическими показателями.

Ключевые слова: техническая жидкость, неньютоновская среда, реология, вискозиметр, модель, разгонное течение, трубопровод.

The accelerated flows of non-Newtonian fluids are studied, the viscosity-strength properties of which are described by the equation $\tau = k\dot{\gamma}^n$. Dependencies are obtained for calculating the velocity field and the time it takes to reach the stationary flow for liquids with arbitrary rheological parameters.

Keywords: technical fluid, non-Newtonian medium, rheology, viscometer, model, acceleration flow, pipeline.

В ряде машин и энергетических установках нередко используют многокомпонентные жидкости. Как правило, данные технологические жидкости являются неньютоновскими жидкостями, основной особенностью которых является зависимость их вязкости от скорости деформации.

В реологии неньютоновских сред для описания вязкостно-прочностных свойств предложено мно-

жество разных математических моделей их течения [1–4]. Для решения реологических задач используют разные модели:

Ньютона: $\tau = k\dot{\gamma}$;

Шведова—Бингама: $\tau = \tau_0 + k\dot{\gamma}$;

Оствальда-де Виля: $\tau = k\dot{\gamma}^n$;

Гершеля—Балкли: $\tau = \tau_0 + k\dot{\gamma}^n$;

Кессона: $\tau = (k_0 + k_1\sqrt{\dot{\gamma}})^2$,

где τ — напряжение сдвига; $\dot{\gamma}$ — скорость сдвига; k — показатель консистенции; τ_0 — предельное напряжение сдвига; n — показатель неньютоновского поведения жидкости.

Несмотря на кажущуюся простоту аналитические решения с достаточной точностью удается получить, как правило, только для простых сдвиговых течений в трубопроводах и пристеночном слое цилиндрических емкостей [5, 6].

Разгонные течения неньютоновских сред в трубопроводах, несмотря на их важность для проектирования и расчета энергетических установок, мало изучены [2, 6, 7]. Исключением является лишь работа [8], в которой рассмотрены нестационарные движения вязкопластических сред.

При использовании данных сред в насосах очень важен правильный выбор режима. Насосы для пе-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 55)

ружной поверхности трубы с внутренним диаметром 20 мм и толщиной стенки 5 мм при $\delta = 0$ и $\delta = 90^\circ$. Для сравнения на рис. 2 и 3 вертикальными линиями отмечены точки пересечения акустических осей с наружной поверхностью цилиндра, рассчитанные по закону Снеллиуса. В расчетах приняли, что при $\delta = 0$ центр пьезоэлемента находится на оси цилиндра, а при $\delta = 90^\circ$ — на диаметре сечения цилиндра в точке на расстоянии L от оси цилиндра. Отметим, что максимумы полей смещены относительно положения акустических осей, и их смещение зависит от угла падения, кривизны поверхности, размера и местоположения пьезоэлемента и др. Приведенные результаты подтверждены экспериментально.

Таким образом, полученные в работе выражения, учитывающие фазу и коэффициент прозрачности границы раздела "жидкость — твердое тело",

позволяют определить поле упругой поперечной волны, преломленное вогнутой цилиндрической поверхностью, при произвольном падении на нее волны из жидкости, и могут быть использованы в расчетах электроакустических трактов дефектоскопов для контроля изделий цилиндрической формы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Повышение** информативности процесса идентификации параметров несплошностей, выявленных при ультразвуковом контроле материалов / Н. П. Алешин, М. В. Григорьев, Д. М. Козлов и др. // Сварка и диагностика. 2017. № 6. С. 22–25.
2. **Дианов Д. Б.** Исследование направленности призматических преобразователей // Дефектоскопия. 1965. № 2. С. 8–22.
3. **Вакман Д. Е.** Асимптотические методы в линейной радиотехнике. М.: Советское радио, 1962. 246 с.

рекачки псевдопластических жидкостей должны развивать максимальную мощность только на пусковых режимах, а с момента установления стационарного течения жидкости в трубопроводах мощность насоса следует понизить. Поэтому очень важны исследования в области формирования полей скоростей и длительности переходных процессов в трубопроводах, заполненных неньютоновскими жидкостями.

Цель настоящей работы — применительно к неньютоновским дилатантным и псевдопластическим средам найти решение задачи И. С. Громеки [9]. Задачу решали при допущениях об изотермичности течений, несжимаемости жидкости, мгновенности открытия клапана и ступенчатом изменении продольного градиента давления, при которых уравнение движения жидкости примет вид:

$$\rho \frac{dv}{dt} = -\frac{k}{r} \frac{d}{dr} \left[r \left(-\frac{dv}{dr} \right)^n \right] + f,$$

где ρ — плотность жидкости; v — скорость; n — показатель неньютоновского поведения жидкости; f — продольный градиент давления; r — текущий радиус трубопровода.

При этом будут иметь место соответствующие начальные и граничные условия:

$$\begin{aligned} v &= 0 \text{ при } t = 0 \text{ для } 0 \leq r \leq R; \\ v &= 0 \text{ при } r = R \text{ для всех } t, \end{aligned} \quad (1)$$

где R — радиус трубопровода; t — время.

Скорость движения жидкости представляли в виде суперпозиции стационарной скорости $U_0(r)$ и малого отклонения скорости $\omega(r, t)$ от установившегося значения

$$v(r, t) = U_0(r) + \omega(r, t),$$

где

$$U_0(r) = \frac{n}{n+1} \left(\frac{f}{2k} \right)^{1/n} [R^{(n+1)/n} - r^{(n+1)/n}].$$

Введем новую переменную $\xi = r/R$, представив нестационарную составляющую скорости в виде $\omega(\xi, t) = \Phi(\xi)\varphi(t)$; линеаризовав уравнение по малому параметру $(d\omega/dr)/(dU_0/dr)$ и применив стандартный прием разделения переменных, получим уравнения:

$$\frac{1}{\xi} \frac{d}{d\xi} \left(\xi^{(2n-1)/n} \frac{d\Phi}{d\xi} \right) + \frac{\lambda^2 \rho R^{(n+1)/n}}{\left(\frac{f}{2k} \right)^{(n-1)/n} kn} \Phi(\xi) = 0; \quad (2)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} \frac{1}{\varphi} = -\lambda^2. \quad (3)$$

Уравнение (3) имеет очевидное решение в виде экспоненты, а уравнение (2) после ряда преобразований сводится к уравнению Бесселя:

$$\begin{aligned} \Phi(\xi) &= C_1 \xi^{(1-a)/2} J_\nu \left\{ \frac{2}{m} \sqrt{b} \xi^{m/2} \right\} + \\ &+ C_2 \xi^{(1-a)/2} N_\nu \left\{ \frac{2}{m} \sqrt{b} \xi^{m/2} \right\}, \end{aligned}$$

где J_ν и N_ν — функции соответственно Бесселя и Неймана; C_1, C_2 — константы;

$$a = (2n - 1)/n; \quad b = \lambda^2 \rho R^{(n+1)/n} / \left(\frac{f}{2k} \right)^{(n-1)/n} kn;$$

$$m = \frac{1+n}{n}; \quad \nu = \left| \frac{1-n}{1+n} \right|.$$

Константы C_1 и C_2 находили из условия конечности возмущения скорости на оси трубопровода ($C_2 = 0$), ортогональности функций Бесселя на выбранном интервале и начальных условий (1).

Окончательные выражения полей скоростей и времени установления течения дилатантных ($n > 1$) и псевдопластических ($n < 1$) жидкостей имеют вид:

$$\begin{aligned} v(\xi, t) &= \\ \left\{ \begin{aligned} &v(\xi, t) = U_0(\xi) - \frac{16n^2}{(n+1)^2} \left(\frac{f}{2k} R^{n+1} \right)^{1/n} \xi^{(1-n)/(2n)} \times \\ &\times \sum_{s=1}^{\infty} \frac{J(\mu_s \xi^{(1+n)/(2n)})}{\mu_s^3 J+1(\mu_s)} e^{-\frac{k(1+n)^2 s^2 t}{4n\rho R^{(n+1)/n} (f/2k)^{(1-n)/n}}} \quad (4) \\ &\text{при } n > 1; \\ &U_0(\xi) - \frac{2^{2-p} n}{(n+1)\Gamma(p)} \left(\frac{f}{2k} R^{n+1} \right)^{1/n} \xi^{\frac{(1-n)}{2n}} \times \\ &\times \sum_{s=1}^{\infty} \frac{S_{p+1, 2-p}(\mu_s) J_p \left(\mu_s \xi^{\frac{1+n}{2n}} \right)}{\mu_s^2 J_{p+1}^2(\mu_s)} \times \\ &\times e^{-\frac{R(1+n)^2 s^2 t}{4n\rho R^{(n+1)/n} (f/2k)^{(1-n)/n}}} \quad \text{при } n < 1; \end{aligned} \right. \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{n_1} &= \frac{4n\rho R^{(n+1)/n} \left(\frac{f}{2k} \right)^{(1-n)/n}}{k(1+n)^2} (1 - P_{n_1}) \times \\ &\times \sum_{s=1}^m \frac{J_\nu(\mu_s \xi^{(1+n)/2n})}{\mu_s^3 J_{\nu+1}(\mu_s)}; \quad (6) \\ &\times \sum_{s=1}^m \frac{J_\nu(\mu_s \xi^{(1+n)/2n})}{\mu_s J_{\nu+1}(\mu_s)} \end{aligned}$$

$$\tau_{n_2} = \frac{4n\rho R^{(n+1)/n} \left(\frac{f}{2k}\right)^{(1-n)/n}}{k(1+n)^2} (1 - P_{n_2}) \times$$

$$\times \frac{\sum_{s=1}^m \frac{S_{\rho+1, 2-\rho}(\mu_S) J_{\rho}(\mu_S \xi^{(1+n)/n})}{\mu_S^{2J_{\rho+1}(\mu_S)}}}{\sum_{s=1}^m \frac{S_{\rho+1, 2-\rho}(\mu_S) J_{\rho}(\mu_S \xi^{(1+n)/n})}{J_{\rho+1}^2(\mu_S)}} \text{ при } n < 1, \quad (7)$$

где μ_S — корни функции Бесселя; $S_{\rho+1, \rho+2}(\mu_S)$ — функции Ломмеля; P_{n_1} , P_{n_2} — параметры, выраженные через функции Бесселя и Ломмеля.

Для суммирования рядов специальных функций функцию Ломмеля выразим через функции Бесселя:

$$S_{\rho+1, 2-\rho}(\mu_S) = \mu_S^{\rho} - 4 \frac{\Gamma(\rho)}{\Gamma(\rho-1)} \mu_S^{\rho-2} +$$

$$+ \frac{2_{\rho+1}\Gamma(\rho)(1-\rho)}{\mu_S} J_{\rho+1}(\mu_S). \quad (8)$$

Уравнения (4)—(7) были решены на ЭВМ при следующих значениях: $\xi = 0,1 \div 0,9$ с шагом 0,2; $k = 16,37 \text{ Н} \cdot \text{с}^n/\text{м}^2$, $n = 0,428; 0,5; 0,7; 1; 1,5; 2$.

Поскольку пространственная и временная части выражений (4)—(8) являются быстроходящимися функциями, то суммирование ограничились значениями $S = 1 \div 100$. Шаг по переменной составил 0,05 с. Течение считали установившимся, если разность между скоростью и ее стационарным значением не превышала 2 %.

Несомненный интерес представляет сопоставление теоретических исследований с результатами экспериментов, точность которых во многом зависит от точности приборов для определения реологических показателей неньютоновской жидкости. В работах [10, 11] приведены данные об инвариантности результатов капиллярной и ротационной вискозиметрии по сравнительному критерию инвариантности. Эти данные позволяют отнести ротационные вискозиметры к группе наиболее точных приборов. В вискозиметрах исследуемую вязкую среду помещают в зазор между двумя соосными телами правильной геометрической формы (цилиндры, конусы, сферы или их сочетания). Одно из тел вращают с постоянной скоростью, другое соединено с устройством для измерения момента. Исследуемый материал находится в условиях тангенциального сдвига в однородном поле напряжения в узком зазоре между телами. Для ньютоновских жидкостей Маргулисом [12] была получена форму-

ла, связывающая динамический коэффициент вязкости и угловую скорость ротора:

$$\Omega = \frac{\frac{M}{2\pi r_2^2} - \frac{M}{2\pi r_1^2}}{2\eta} = \frac{M}{4\eta\pi} \left(\frac{r_1^2 - r_2^2}{r_1^2 r_2^2} \right),$$

где Ω — угловая скорость ротора; M — крутящий момент; r_1 и r_2 — наружный радиус внутреннего цилиндра и внутренний радиус наружного цилиндра; η — коэффициент динамической вязкости.

Следовательно, коэффициент динамической вязкости ньютоновской жидкости составит:

$$\eta = \frac{M}{4\Omega\pi} \frac{(r_1^2 - r_2^2)}{r_1^2 r_2^2}.$$

Связь касательных напряжений и градиентов скоростей сдвига описывает линейное интегральное уравнение Вольтера:

$$\Omega = \frac{1}{2} \int_{\tau_1 \alpha^{-2}}^{\tau_1} \tau^{-1} \dot{\gamma}(\tau) d\tau. \quad (9)$$

Решение уравнения (9) получил Павловский:

$$\dot{\gamma}_1(\tau_1) = 2\tau_1 \sum_{\beta=0}^{\infty} \alpha^{-\beta} \frac{d[\Omega(\alpha^{-2\beta}\tau_1)]}{d\tau_1}.$$

Однако для неньютоновских сред таких простых зависимостей теоретически получить не удастся. До недавнего времени основной задачей вискозиметрии неньютоновских сред считалось определение вида реологического уравнения, при этом предлагались все более сложные модели. Это направление практически потеряло свою актуальность, так как сложные уравнения течения трудно использовать для аналитического решения большинства инженерных задач. Кроме того, мощность современных компьютеров позволяет результаты экспериментальной вискозиметрии описать рядами или интерполировать экспериментальные данные многочленами вида

$$Y = \sum_{N=0}^M A_N C^N.$$

Требование к зависимостям, полученным при обработке экспериментальных данных одно — адекватность математической модели изучаемому объекту и технологическому процессу. Точность аппроксимации можно повысить, увеличивая степень многочлена, но это не всегда оправданно, поскольку экспериментальные точки получены с погрешностями измерений, а интерполяционные формулы

будут точно моделировать эти ошибки. В ряде случаев приближенные простые эмпирические зависимости могут более корректно отражать физическую суть исследуемых явлений. Определяющим при экспериментальном определении вязкости является точность полученных измерений. Однако и высокоточные ротационные вискозиметры имеют ряд недостатков, снижающих точность измерения реологических показателей неньютоновских сред [13]:

нарушается однородность сдвиговой деформации при движении исследуемого материала в радиальном направлении, вызванном центробежной силой;

имеет место эффект Вейссенберга при повышенных скоростях деформации материала;

исследуемый материал, заполняющий объем между дном сосуда внешнего цилиндра и нижним торцом внутреннего цилиндра, изменяет общую силу сопротивления деформированию;

износ вращающихся частей;

устройства, применяемые в вискозиметрах для измерения моментов и угловых скоростей, зачастую имеют паразитные моменты сопротивления.

Решения по снижению данных недостатков для каждого ротационного прибора зависят от их конструкций.

Основным элементом, определяющим рабочие характеристики вискозиметра, является динамометр. «Мягкий» [14] динамометр обеспечивает высокую точность измерения, «жесткий» [14] — большой диапазон значений. Наибольшее распространение получили вискозиметры с торсионным измерителем моментов. В них в качестве торсионов применяют стальную проволоку или винтовую пружину, поворачивающуюся вокруг своей оси до наступления равновесия между моментом сил сопротивления (трения) испытуемого материала и моментом сил упругости торсиона [14]. Однако данные вискозиметры имеют приведенные выше недостатки. Кроме того, для расширения диапазона измерений приходится часто менять упругий элемент, что обуславливает необходимость в повторном тарировании вискозиметра [15, 16]. В ротационных вискозиметрах торсионного типа нельзя совместить достоинства «мягкого» и «жесткого» из-

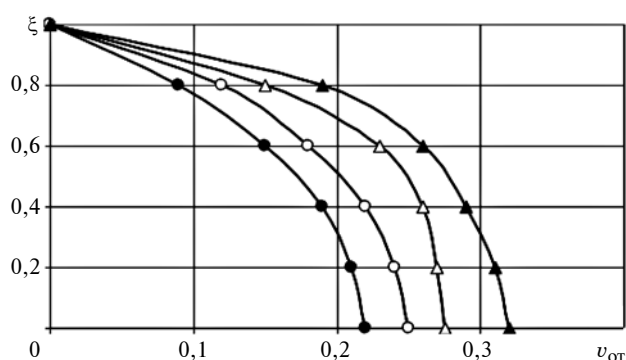


Рис. 1. Зависимости изменения параметра ξ от относительной скорости $v_{от}$ движения жидкости для псевдопластических жидкостей при $n = 0,5$; $k = 16,37 \text{ Н} \cdot \text{с}^n/\text{м}^2$ и $t = 0,1$ (●); $0,2$ (○); $0,4$ (Δ) и $0,6$ с (▲)

мерителя [14], т. е. обеспечить высокую точность при большом диапазоне измерений. Для расширения диапазона измерений, повышения точности и быстродействия приборов было разработано семейство ротационных гироскопических вискозиметров. Особенность данных вискозиметров заключается в том, что один из коаксиальных цилиндров соединен с приводным двигателем, а другой — с корпусом двухступенного гироскопа [17]. С помощью данного вискозиметра были определены реологические показатели неньютоновской жидкости, представляющей собой гидрогель, загущенный сополимером акриловой кислоты (0,3 % САКАП) и порошком АСДА-30 (10 % металлического наполнителя).

Достоверность зависимостей (4) и (5) подтверждается их предельным переходом при $n = 1$ и $k = \mu$ в известные зависимости, полученные Шиманским [6].

Достоверность зависимостей при расчете времени выхода на стационарное течение проверена экспериментально. Установка для экспериментальных исследований включала в себя бак питания с загущенным гидрогелем, трубопровод диаметром 0,05 м, тензостанцию и осциллограф. Время установления течения фиксировали по установлению давления в жидкости.

Запись давления осуществляли в двух точках: на конце трубы и в середине, результаты расчета и эксперимента представлены в таблице.

Зависимости изменения параметра ξ от относительной скорости $v_{от} = v[fR^{n+1}/(2k)]^{-1/n}$ для псевдопластических и дилатантных жидкостей представлены на рис. 1 и 2.

Анализ полученных результатов показал, что время достижения установившегося режима течения неньютоновских жидкостей значительно меньше, чем ньютоновских жидкостей. Время установления течения ньютоновских жидкостей ($n = 1$, $k = \mu$) не зависит от градиента давления. Для неньютоновс-

Время, с, установления течения для жидкости

(0,3 % продуктом САКАП + 10 % АСДА)

с реологическими показателями $n = 0,428$; $k = 16,37 \text{ Н} \cdot \text{с}^n/\text{м}^2$

Продольный градиент давления, кПа/м	Расчетное	Экспериментальное
47	0,243	0,27
45	0,218	0,23
26	0,173	0,19
29	0,131	0,15

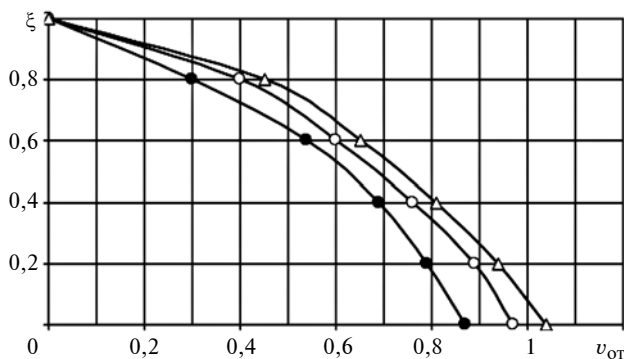


Рис. 2. Зависимости изменения параметра ξ от относительной скорости $v_{от}$ движения жидкости для дилатантных жидкостей при $n = 1,5$; $k = 16,37 \text{ Н} \cdot \text{с}^n / \text{м}^2$ и $t = 0,05$ (●); $0,1$ (○) и $0,2$ с (Δ)

ких сред данный параметр оказывает существенное влияние на время установления течения, что объясняется изменением их вязкости при изменении градиента давления. У псевдопластических жидкостей ($n < 1$) в зоне оси трубопровода формируется ярко выраженное ядро течения. У дилатантных жидкостей ($n > 1$) такого ядра не обнаруживается.

Дальнейшее исследование реологических показателей при повышении содержания металлического наполнителя АСДА-30 выше 25 % привело к резкому снижению вязкости неньютоновской жидкости при тех же градиентах давления. Данный эффект был обнаружен и в работе [13]. Возможно, снижение вязкости вызвано проскальзыванием среды у поверхности коаксиальных цилиндров ротационного вискозиметра. Подтверждение данного эффекта другими исследователями поставит под сомнение основную гипотезу ротационной вискозиметрии об отсутствии проскальзывания вязкой среды у поверхности тел, на основании которой считается, что момент вращения ротора вискозиметра является мерой вязкости неньютоновских сред. Данную гипотезу нельзя применять ко всем без исключения классам неньютоновских жидкостей. Кроме того, вряд ли возможно абсолютно точно измерить крутящий момент вискозиметра.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Рейнер М. Реология. М.: Наука, 1965. 224 с.
2. Шульман З. П. Конвективный тепло-массоперенос реологически сложных жидкостей. М.: Энергия, 1975. 352 с.
3. Реология / Под ред. Ф. Эйриха. М.: Иностранная литература, 1962. 824 с.
4. Уилкинсон У. Л. Неньютоновские жидкости. М.: Мир, 1965. 216 с.
5. Недолужко А. И., Недолужко А. А. Движение неньютоновской жидкости по внутренней поверхности цилиндрического бака // Научное обозрение. 2014. № 9. С. 714—717.
6. Бетчелор Дж. Введение в динамику жидкости. М.: Мир, 1973. 792 с.
7. Астарита Дж., Маруччи Дж. Основы гидромеханики неньютоновских жидкостей. М.: Мир, 1978. 312 с.
8. Огibalов П. М., Мирзаджанзаде А. Х. Нестационарные движения вязкопластических сред: Монография. М.: МГУ, 1977. 374 с.
9. Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982. 240 с.
10. Серова Т. Б. Проверка и калибровка вискозиметров. АСМС, 2007. 93 с.
11. Малкин А. Я., Чалых А. Е. Диффузия и вязкость полимеров. Методы измерения. М.: Химия. 1979. 304 с.
12. Азаров Б. М., Арет В. А. Инженерная реология пищевых производств. М.: Московский технологический институт пищевой промышленности, 1978. 110 с.
13. Определение реологических характеристик технических жидкостей ротационными гироскопическими вискозиметрами / М. Ф. Детлер, А. В. Криворотов, А. И. Недолужко, А. Ю. Парубец // Инженерный вестник Дона. 2017. № 2. С. 9.
14. Белкин И. М., Виноградов Г. В., Леонов А. И. Ротационные приборы. М.: Машиностроение, 1968. 254 с.
15. Недолужко А. И. Методические указания по проведению вискозиметрических измерений. Ростов/на-Д: МО РФ, РВВКИУ, 2005. 78 с.
16. Недолужко А. И. Проверка и калибровка ротационных вискозиметров. Ростов/на-Д: МО РФ, РВВКИУ, 2006. 87 с.
17. Недолужко А. И., Гарин В. М., Мельник В. В. Ротационный вискозиметр. Авт. св. 898294 СССР, 14.09.1981.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс 2784 1



Г. В. МУРАТКИН, В. А. САРАФАНОВА, кандидаты технических наук (Тольяттинский ГУ),
e-mail: sva260159@mail.ru

Правка валов поверхностным пластическим деформированием с упругим изгибом заготовки в процессе обработки

Предложен способ правки нежестких деталей поверхностным пластическим деформированием, который основывается на изменении напряженно-деформированного состояния заготовки при отделочно-упрочняющей обработке.

Ключевые слова: нежесткий вал, правка, поверхностное пластическое деформирование, технологическая остаточная деформация, точность, напряжение.

A method for dressing of non-rigid parts by surface plastic deformation is proposed, which is based on a change in the stress-strain state of the billet during finishing and hardening processing.

Keywords: non-rigid shaft, dressing, surface plastic deformation, technological residual deformation, accuracy, stress.

Совершенствование продукции металлообрабатывающей промышленности направлено на повышение ее надежности и требований к точности обработки деталей, что обуславливает повышение технико-экономических показателей выпускаемого оборудования.

Нежесткие детали, изготавливаемые из высокопрочных материалов, к которым относятся валы роторов, гребные валы, ходовые винты, шпиндели запорной аппаратуры, штоки гидроцилиндров и пр., являются наиболее технологически сложными для механической обработки. Это ответственные детали, во многом определяющие ресурс и надежность технического средства, требуемые эксплуатационные показатели которых обеспечиваются высокой точностью изготовления, эксплуатационной стабильностью размеров и качеством поверхностных слоев рабочих элементов. Однако достижение данных высоких показателей сопряжено со значительными трудностями ввиду возникающих погрешностей обработки, которые обусловлены технологическими упругими и остаточными деформациями. Их величины во многом зависят от жесткости деталей. Снижение жесткости валов всегда приводит к повышению технологических деформаций и значительному усложнению изготовления изделия. Поэтому обработка нежестких валов принципиально отличается от изготовления валов нормальной жесткости. При этом технологии изготовления нежестких валов могут существенно отличаться и зависеть от доминирующей погрешности обработки в общем балансе точности изделия [1, 2]. Так, при изготовлении нежестких валов с отношениями их

длины к диаметру $L/D = 10 \div 20$ доминирующими являются погрешности формы и размеров, обусловленные технологическими упругими деформациями. При изготовлении нежестких валов с отношением $L/D > 21$ доминирует пространственная погрешность [3], которая обусловлена технологическими остаточными деформациями изгиба. Пространственная погрешность — искривление продольной оси изделия в отличие от погрешностей формы и размеров относится к наиболее сложным векторным погрешностям, которые значительно ограничивают технологические возможности многих способов обработки. Ее величина зависит не столько от точности технологического оборудования, сколько от уровня технологии изготовления. Поэтому обеспечение высокой точности нежестких валов, обусловленной пространственной погрешностью, является весьма сложной технологической задачей, решение которой зависит исключительно от возможности эффективного управления напряженно-деформированным состоянием (НДС) заготовки в процессе обработки.

Остаточные деформации изгиба возникают в результате неравномерных изменений напряженного состояния детали, которые происходят при изготовлении, хранении, транспортировке и эксплуатации изделия [4]. При изготовлении остаточные деформации изгиба возникают при упругой разгрузке под воздействием изгибающего момента, обусловленного несимметричным распределением в сечении заготовки начальных напряжений. Под начальными напряжениями понимают неуравновешенные напряжения в детали после обработки, но до ее деформации [5]. Остаточные деформации изгиба, возникающие во время эксплуатации, как правило, на порядок меньше деформаций, которые образуются при обработке деталей. Однако часто эксплуатационные остаточные деформации изгиба превышают допустимое отклонение от прямолинейности оси, которое для длиномерных валов высокоскоростных роторов составляет $0,010 \div 0,025$ мм/м, что значительно снижает надежность, например насосно-компрессорного оборудования.

Для обеспечения высокой точности при существующих технологиях изготовления ответственных нежестких валов применяют многопроходную токарную обработку и способы снижения технологических остаточных деформаций, которые можно разделить на устраняющие (правка) и предупреждающие (стабилизирующая обработка) способы.

Рациональное чередование операций механической обработки и способов снижения технологических остаточных деформаций позволяет добиться минимальной пространственной погрешности изделия, присущей данной технологии. Однако технология, основанная на пассивном снижении воздействия причин образования остаточных деформаций, реализует экстенсивный путь достижения точности, который нельзя отнести к экономически эффективному, так как требуемая точность достигается снижением производительности обработки, повышением себестоимости изделия и увеличением потерь ввиду неустраняемого брака. Кроме того, изготовленные по такой технологии валы имеют низкую надежность, так как при эксплуатации быстро теряют первоначальную точность в результате релаксационных процессов.

Поэтому первостепенной задачей при обеспечении высокой точности ответственных изделий является разработка эффективных способов технологической обработки нежестких деталей.

Причиной возникновения остаточных деформаций изгиба при эксплуатации машин являются не сами остаточные напряжения в деталях, а их несимметричное распределение относительно нейтральной оси валов. Поэтому из двух валов с одинаковыми остаточными напряжениями вал с большей асимметрией их распределения получит большую деформацию изгиба в результате релаксационных процессов [6].

Высокую размерную стабильность изделий можно обеспечить полным устранением остаточных напряжений, так как даже у малых остаточных напряжений сохраняется некоторая асимметрия их распределения в сечениях изделия. Но ни один способ стабилизирующей обработки не способен полностью ликвидировать остаточные напряжения в изделии. Практика показывает, что стабилизирующие операции на начальном этапе изготовления изделия являются весьма эффективными для снижения пространственной погрешности. Но их применение на завершающем этапе обработки, направленное на обеспечение высокой размерной стабильности, во многих случаях является малоэффективным, так как не сохраняет полученную при изготовлении высокую точность изделия.

Остаточные деформации, возникающие при обработке деталей, как правило, устраняют правкой упругопластическим изгибом. Однако правка изгибом, осуществляемая в холодном состоянии металла, способствует образованию микротрещин в поверхностном слое, снижению усталостной прочности и формированию остаточных напряжений с большой асимметрией распределения, которая приводит к частичному восстановлению исходных остаточных деформаций изгиба. Несмотря на эти недостатки правка изгибом остается неизбежным

мероприятием на начальном этапе изготовления нежестких изделий из горячекатаных заготовок.

Все показатели точности и состояния поверхностного слоя изделия формируются на протяжении всего процесса изготовления. Но наибольшую значимость имеют две-три финишные операции, определяющие надежность и долговечность изделий. Финишная обработка традиционными способами при ее высокой трудоемкости во многих случаях не обеспечивает высокую точность, размерную стабильность и требуемое качество поверхностного слоя валов [2].

Финишная обработка валов, как правило, выполняется шлифованием. При этом заготовка нежесткого вала, имеющая остаточную деформацию изгиба, испытывает неравномерные термические и механические воздействия со стороны шлифовального круга, что снижает качество поверхностного слоя, формирует нежелательные остаточные напряжения растяжения и приводит к неравномерному изменению напряженного состояния заготовки. Последующая стабилизирующая вибрационная обработка, направленная на ускорение активной фазы релаксационного процесса, также приводит к некоторому неравномерному изменению напряженного состояния детали. Возникающие технологические остаточные деформации изгиба чаще всего превышают допустимое отклонение от прямолинейности оси изделия, что требует прецизионной правки.

Если бы требовалась только высокая геометрическая точность изделия, то небольшие остаточные деформации изгиба, возникающие в результате финишной обработки, можно было бы устранить прецизионной правкой упругопластическим изгибом. Но так как требуется и высокая размерная стабильность изделия, то на заключительном этапе изготовления нежестких валов необходима более эффективная правка. Для этих целей можно применить правку поверхностным пластическим деформированием (ППД), которая обеспечит высокие точность и размерную стабильность изделия [7]. Ее использование в качестве окончательной обработки изделий позволяет отказаться от чистового шлифования и вибрационной стабилизирующей обработки, при механической обработке ограничиться чистовым точением, а в отдельных случаях тонким точением [8]. Данная правка исправляет небольшие ($0,01 \div 0,30$ мм/м) остаточные деформации изгиба, возникающие после чистовой токарной обработки.

Правка ППД сочетает в себе прецизионную правку и отделочно-упрочняющую обработку поверхностей и значительно повышает релаксационную стойкость материала поверхностного слоя [9] и размерную стабильность изделия [6].

На сегодняшний день разработаны две схемы технологического управления НДС заготовки при

правке ППД [7]: по первой схеме управление НДС заготовки осуществляется изменением интенсивности пластической деформации в зоне контакта инструмента с заготовкой; по второй схеме — изменением предварительного упругого НДС заготовки силовым воздействием инструмента. Заметим, что термин «предварительное» относительно НДС применяется условно, так как упругое деформирование заготовки выполняется и перед обработкой [7], и непосредственно при обработке путем дополнительного в основном силового воздействия на заготовку со стороны технологической оснастки.

Наибольшим эффектом отличаются способы правки ППД, основанные на изменении регулируемого параметра на заранее заданную величину, не зависящую от изменяющейся в процессе обработки остаточной деформации изгиба. Одним из таких способов является правка ППД [10], при которой упругий изгиб заготовки осуществляется непосредственно в процессе обработки, но до силового воздействия инструмента. В данном способе удачно реализована задача по превращению отрицательного фактора технологической наследственности, каким является остаточная деформация изгиба, в положительный фактор — неравномерное изменение напряженного состояния заготовки, которое и устраняет вызвавшую это изменение остаточную деформацию заготовки. Выполняется автоматическое отслеживание углового положения точек максимального прогиба заготовки по длине обработки, что позволяет исправлять пространственную погрешность деталей в виде винтообразного закручивания их продольной оси.

Физическая суть данного способа заключается в создании предварительного НДС заготовки путем ее упругого изгиба и направленным изменением этого состояния силовым воздействием инструмента в процессе ППД, проводимого при постоянных параметрах режима: силы P прижатия инструмента, подаче S , окружной скорости v . Изменение предварительного НДС заготовки при поверхностном упрочнении позволяет при упругой разгрузке получить деформацию изгиба изделия обратного знака относительно исходной остаточной деформации и таким образом обеспечить его заданную точность.

Предварительное упругое НДС заготовки получают путем приложения поперечной силы P_y со стороны опорного элемента, смещающей ее ось в направлении упрочняющего инструмента в каждом поперечном сечении обрабатываемого участка на величину $f_{\text{пер}} = \xi f_{\text{ис max}}$, где $f_{\text{пер}}$ — деформация перегиба заготовки, отсчитываемая от линии центров станка; ξ — коэффициент перегиба; $f_{\text{ис max}}$ — максимальная исходная остаточная деформация заготовки.

При вращении заготовка нежесткого вала испытывает знакопеременное нагружение, которое обус-

ловлено ее поперечным упругим изгибом и исходной остаточной деформацией изгиба. При этом упругие деформации и, соответственно, упругие напряжения во всех поперечных сечениях заготовки по длине обработки будут разными. Предварительный изгиб (смещение) заготовки создает в поперечных сечениях общую упругую деформацию $f_{\text{об}}$, которая также меняется в зависимости от угла φ поворота изделия:

$$f_{\text{об}} = \xi f_{\text{ис max}} + f_{\text{ис max}} \cos \varphi.$$

При повороте исходной вогнутой стороны заготовки к упрочняющему инструменту в ее крайней части поверхностного слоя всегда возникает упругая деформация растяжения (рис. 1, а), которая значительно больше, чем деформация при повороте исходной выпуклой стороны (рис. 1, б). При обработке ППД данная деформация суммируется с упругопластической деформацией, которая развивается в поверхностном слое под воздействием силы прижима инструмента. Сумма данных деформаций и в упругой зоне, и в зоне пластического течения материала больше увеличивает начальные напряжения и глубину их залегания с исходной вогнутой стороны, чем с исходной выпуклой стороны заготовки [11]. Таким образом, воздействие на заготовку поперечного усилия со стороны опорного элемента при обработке ППД является дополнительным силовым фактором для обрабатываемого материала, который формирует несимметричную относительно оси заготовки эпюру начальных напряжений. Эти напряжения после обработки и снятия детали создают изгибающий момент, устраняющий остаточную деформацию заготовки.

Экспериментальное исследование эффективности рассмотренного способа выполняли на установке, состоящей из обкатывающего устройства с упрочняющим инструментом сферической формы и приспособления, позволяющего осуществлять упругое деформирование заготовки в процессе ППД.

Обкатывающее устройство устанавливают в резцедержателе, а приспособление для упругого деформирования заготовки крепят на суппорте токарного станка с возможностью поперечного перемещения с помощью винтовой пары. Обкатывающее устройство и приспособление для упругого деформирования заготовки в процессе ППД совершают рабочие перемещения вдоль образующей заготовки и выполняют отделочно-упрочняющую обработку.

Объектом исследования выбрали 68 цилиндрических образца из стали 45 длиной $L = 500$ мм, радиусом $R = 7$ мм. Перед правкой определяли исходный прогиб оси образца, по которому для каждого случая рассчитывали упругую деформацию $f_{\text{пер}}$.

Заготовку 1 устанавливали в переднем 2 и заднем 3 центрах токарного станка выпуклостью к упрочняющему инструменту 8. С вогнутой стороны

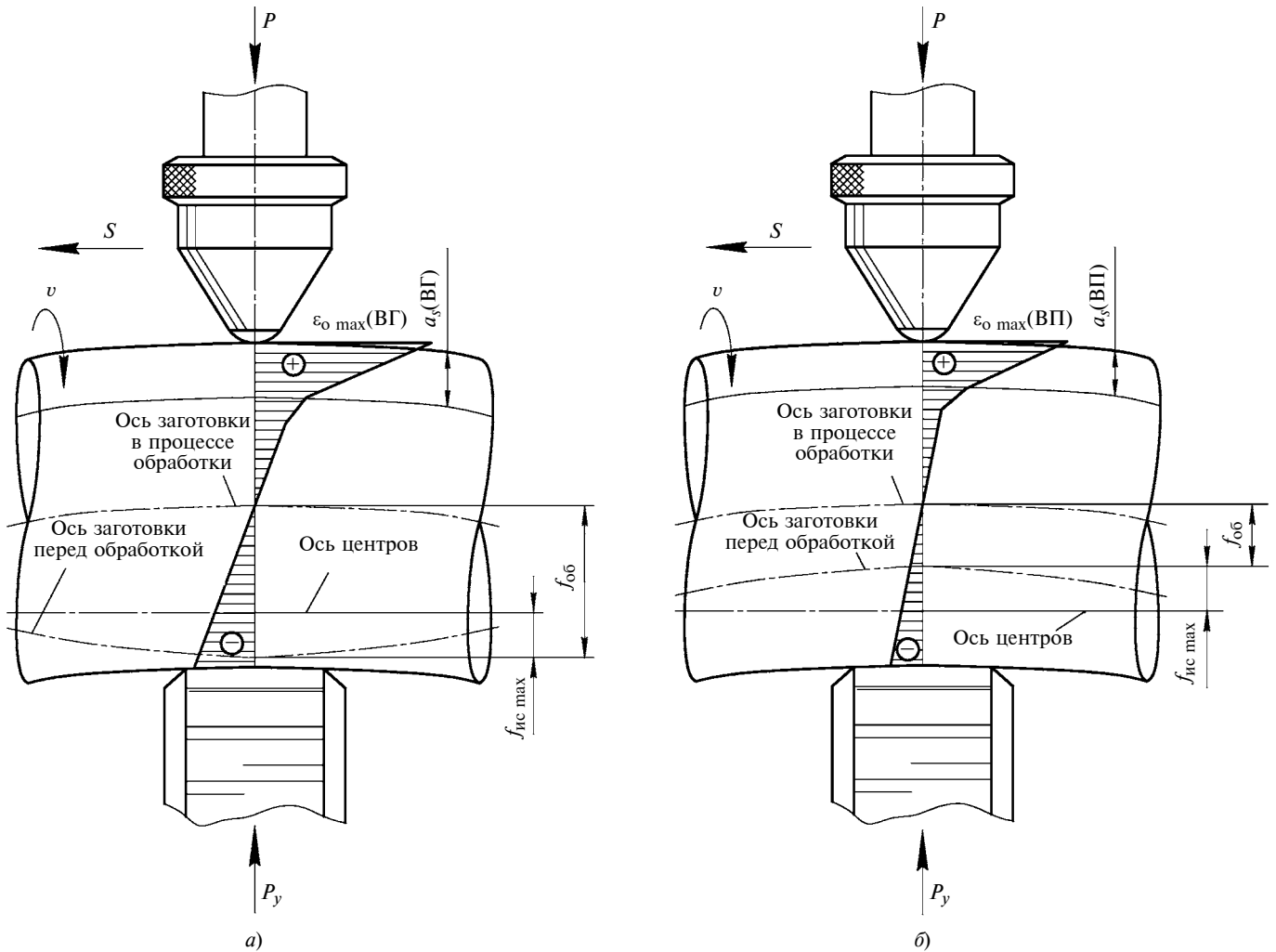


Рис. 1. Схемы и эпюры деформаций заготовок при ППД при их повороте к инструменту исходной вогнутой (а) и выпуклой (б) сторонами

прикладывали поперечную силу P_y со стороны опорного элемента перемещением каретки 5 посредством винтовой пары 4 (рис. 2). Таким образом, осуществляли исходное упругое деформирование заготовки 1 на величину $f_{об}$ в направлении упрочняющего инструмента. В таком положении приспособление для предварительного нагружения заготовки 1 и обкатывающее устройство перемещали вдоль образующей заготовки к началу обрабатываемого участка. Затем к заготовке 1 подвели инструмент 8 и устанавливали давление в гидроцилиндре 9 (рис. 3). Упрочняющий инструмент 8 поджимался к обрабатываемой поверхности с усилием P , которое выбирали из условия оптимального пластического деформирования. Далее включали привод вращения заготовки 1, а обкатывающему устройству и приспособлению для упругого деформирования заготовки сообщали продольную подачу. Заготовка в процессе отделочно-упрочняющей обработки вращалась вокруг своей оси, находясь между вершинами сглаживающих роликов 7 и деформирующего инструмента 8, что исключало влияние радиального биения на глубину внедрения инстру-

мента. Упрочнение упругодеформированной заготовки осуществляли на участке длиной $l = 400$ мм, симметрично расположенном относительно середины заготовки ($L/2$). После обработки и снятия образца определяли остаточный прогиб $f_{ос}$, по ко-

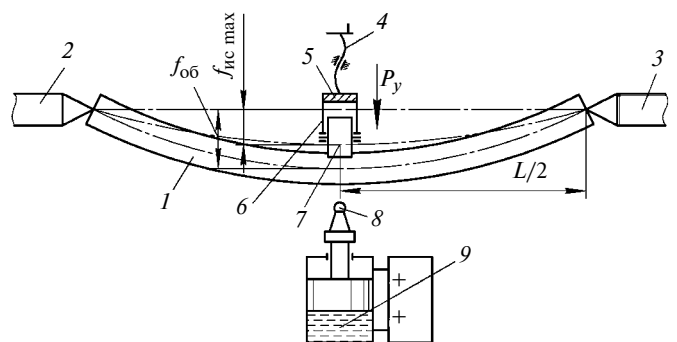


Рис. 2. Схема упругого деформирования заготовки перед отделочно-упрочняющей обработкой:

1 — заготовка; 2 и 3 — передний и задний центры токарного станка; 4 — винтовая пара; 5 — каретка; 6 — опорный элемент; 7 — сглаживающие ролики; 8 — упрочняющий инструмент; 9 — гидроцилиндр

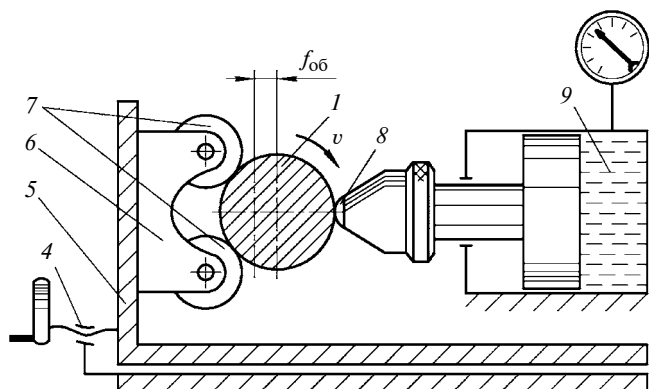


Рис. 3. Схема установки для правки ППД с созданием предварительного упругого НДС заготовки:

1 — заготовка; 4 — винтовая пара; 5 — каретка; 6 — опорный элемент в виде призмы; 7 — сглаживающие ролики; 8 — упрочняющий инструмент; 9 — гидроцилиндр

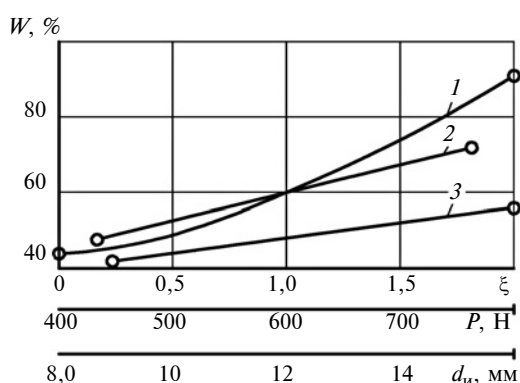


Рис. 4. Зависимости изменения величины W от коэффициента ξ перегиба при $P = 800$ Н, $d_{и} = 8,7$ мм (1); от диаметра $d_{и}$ инструмента при $\xi = 0,75$, $P = 600$ Н (2); от силы P прижатия инструмента при $\xi = 0,75$, $d_{и} = 8,7$ мм (3)

торому рассчитывали исправление остаточной деформации:

$$W = (f_{ис\ max} - |f_{oc}|) / f_{ис\ max}$$

Экспериментальная проверка эффективности исследуемого способа показала, что средняя величина W возрастает по мере увеличения коэффициента ξ перегиба (рис. 4). Наибольшее исправление остаточной деформации получено при правке с коэффициентом $\xi = 2$, оно составило $W = 89,7\%$ — обобщенный результат обкатывания образцов с разными силами прижатия и диаметрами инструмента. Разброс остаточного прогиба f_{oc} не превысил 15%. Также было установлено, что величина W увеличивается практически прямо пропорционально силе P и диаметру $d_{и}$ инструмента (см. рис. 4). Анализ изменения коэффициента вариации по результатам опытов показал, что рассеяние значений остаточного прогиба уменьшается с увеличением силы прижатия и диаметра инструмента. Кроме того, установлено, что исправление остаточной деформации отожженных образцов выше, чем образцов, прошедших токарную обработку. Это объяс-

няется снижением влияния остаточного напряженного состояния заготовки на формируемые в процессе правки ППД начальные напряжения.

Оценка изменения формы изогнутой оси образцов до и после правки ППД показала, что исследуемый способ имеет меньшую собственную погрешность обработки, в частности, меньшую погрешность статической настройки и динамической погрешности [7], чем правка ППД, при которой упругое деформирование заготовки осуществляют до обработки по схеме чистого обратного изгиба [12]. К тому же он отличается высокой технологичностью и меньшей трудоемкостью, так как не требует применения сложных приспособлений для предварительного упругого деформирования заготовки. Кроме снижения технологических остаточных деформаций обработка ППД позволила повысить твердость HV поверхности деталей в среднем на 21% и уменьшить параметр Ra шероховатости обработанной поверхности с 2,30 до 0,31 мкм.

Таким образом, исследования показали высокую эффективность способа повышения точности нежестких деталей. Что позволяет рекомендовать его для широкого применения на машиностроительных предприятиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ящерицын П. И., Минаков А. П. Упрочняющая обработка в машиностроении. Минск: Наука и техника. 1986. 215 с.
2. Мураткин Г. В., Сарафанова В. А. Финишный процесс обработки нежестких деталей типа валов // Технология машиностроения. 2016. № 9. С. 20–25.
3. Мураткин Г. В., Котова И. В. Критерии изгибной жесткости стержневых деталей // Ремонт, восстановление, модернизация. 2006. № 2. С. 42–45.
4. Донсков А. С., Кропоткина Е. Ю. Остаточные напряжения и устранение погрешности формы неравномерным упрочнением // Вестник машиностроения. 1993. № 4. С. 43–46.
5. Овсеев А. Н. Технологические остаточные деформации мало жестких деталей и методы их снижения // Вестник машиностроения. 1991. № 2. С. 58–61.
6. Мураткин Г. В. Исследование влияния методов правки на размерную стабильность длинномерных валов ответственного назначения // Металлообработка. 2014. № 4 (82). С. 37–42.
7. Зайдес С. А., Мураткин Г. В. Упрочнение, восстановление, правка валов. Иркутск: ИрГТУ. 2005. 336 с.
8. Мураткин Г. В. Особенности технологического обеспечения высокой точности нежестких валов ответственного назначения // Вестник машиностроения. 2016. № 8. С. 65–71.
9. Мураткин Г. В., Сарафанова В. А., Суворов М. О. Повышение релаксационной стойкости материала поверхностным пластическим деформированием // Технология металлов. 2017. № 7. С. 19–26.
10. Пат. 2380212 Рос. Федерации: Способ обработки нежестких валов.
11. Мураткин Г. В., Котова И. В. Математическая модель процесса правки деталей методом поверхностного пластического деформирования с предварительным изгибом заготовки // Металлообработка. 2004. № 6. С. 27–31.
12. Пат. 2021098 Рос. Федерации: Способ обработки нежестких валов.

М. З. ПЕВЗНЕР, канд. техн. наук, С. А. СМЕРТИН (ФГБОУ ВО Вятский ГУ), e-mail: mikhailpevzner@yandex.ru

Особенности фрезерования проката и методы его совершенствования

Предложены модель формирования рельефа поверхности при фрезеровании проката и метод выбора режима фрезерования, основанный на определении регрессионной зависимости получаемого рельефа от режима обработки. Показано, что регулирование режима обработки по мере износа инструмента позволяет повысить ресурс фрез и производительность.

Ключевые слова: горячекатаные полосы, фрезерование, прокат, рельеф, стойкость, фрезы.

A model of the formation of the surface relief hiring milling of rolled billets and a method for selecting the milling mode based determining the regression dependence of the resulting relief on the processing mode are proposed. It is shown that the regulation of the processing mode as the tool wears out allows to increase the milling resource and productivity.

Keywords: hot rolled strips, milling, rolling, relic resistance, mill.

Непрерывное фрезерование полос, предназначенных для лентопрокатного производства, широко используется в отечественной и зарубежной практике, так как оно устраняет большинство поверхностных дефектов, образующихся, например, после литья полос [1] или горячей прокатки. Достаточно высокий коэффициент трения фрезерованной полосы при задаче полосы в валки прокатного стана обусловлен прерывистым рельефом ее поверхности, представляющим собой чередование впадин и выступов в виде своеобразных "гребешков", позволяющих точно контролировать длину впадин [2, 3]. С другой стороны, "излишняя" шероховатость приводит к характерному, особенно для мягкого цветного металла, виду брака — продирам (ГОСТ 21014—88), обусловленным межвитковым трением при разматывании рулона при последующей прокатке. Определяющая шероховатость Rz поверхности высота h выступов относительно впадин теоретически обратно пропорциональна диаметру D фрезы и пропорциональна длине L впадины:

$$h = L^2/4D. \quad (1)$$

Так как возможности уменьшения шероховатости увеличением диаметра фрезы ограничены, задача решается, как правило, уменьшением расстояния L , которое в соответствии с классической теорией резания равно подаче S_Z на зуб [2, 3] и определяется по формуле

$$L = S_Z = S_M/(nZ), \quad (2)$$

где S_M — минутная подача (скорость полосы), м/мин; n — частота вращения фрезы, мин⁻¹; Z — число зубьев.

Однако исследования показали, что при используемых режимах фрезерования цветного проката расстояние между выступами фактически равно не подаче S_Z на зуб, а подаче S_0 на оборот и определяется по формуле

$$L = S_0 = S_M/n, \quad (3)$$

т. е. в Z раз больше, и в соответствии с формулой (1) в Z^2 раз увеличивается фактическая шероховатость поверхности [4, 5].

Процессы резания, тем более прерывистое фрезерование, и сейчас описываются и моделируются достаточно приближенно [6]. В работах [4, 5] обнаруженная закономерность (3) объясняется тем, что в отличие от фрезерования детали, жестко закрепленной в приспособлении, фрезерование проката характеризуется более мягкой системой "станок — приспособление — инструмент — деталь" (СПИД) [4]. Действительно, место закрепления полосы и место ее обработки в этом случае может разделять многометровое расстояние. В результате суммарные накопленные упругие деформации, возникающие в полосе при обработке в месте ее закрепления, достигают значительной величины, близкой к величине L . При накопленных упругих деформациях, превышающих силы сопротивления сдвигу (провороту) фрезы, обеспечиваемому самой фрезой вместе с опорным роликом, этот сдвиг происходит на величину L , равную в данном случае подаче на оборот.

При изменении режимов фрезерования в сторону увеличения отношения S_M/n , мм, наблюдалось разбиение впадины большой длины L на впадины малой длины $L' \approx S_Z$ [5], где $L' = L/N$ (N — число зубьев фрезы). Таким образом, в исследованном диапазоне режимов резания авторы работ [4, 5] схематично представили зависимость расстояний $L(L')$ от отношения S_M/n (рис. 1) горизонтальными линиями $L = S_0$ и $L' = S_Z$, условно соединенными штриховой линией. Предполагается [7, 8], что именно в интервале, обозначенном штриховой линией, следует искать режимы фрезерования, которые сочетают преимущества каждого из режимов, определяемых горизонтальными участками диаграммы $L(S_M/n)$, но не имеют их недостатков. Чтобы предотвратить перенос дефектов фрезы на обрабатываемую поверхность и частую замену фрез ($L' = S_Z$), с одной стороны, и образование продирав

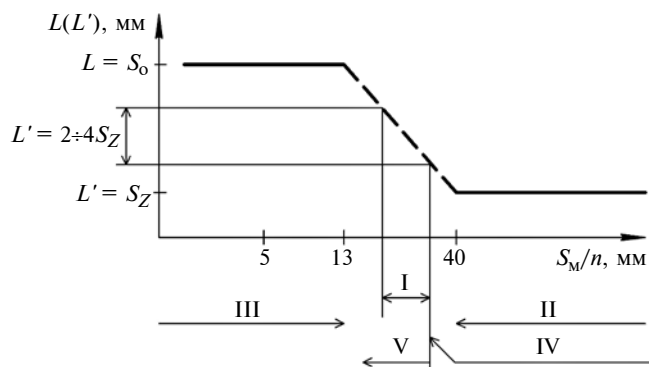


Рис. 1. Условная диаграмма зависимости расстояния $L(L')$ между выступами от режима резания (отношения S_M/n):

I — режимы фрезерования по патенту [7]; II и III — режимы, при которых выполняются формулы соответственно (2) и (3); IV — предлагаемый начальный режим фрезерования; V — регулируемый режим фрезерования (режим 7)

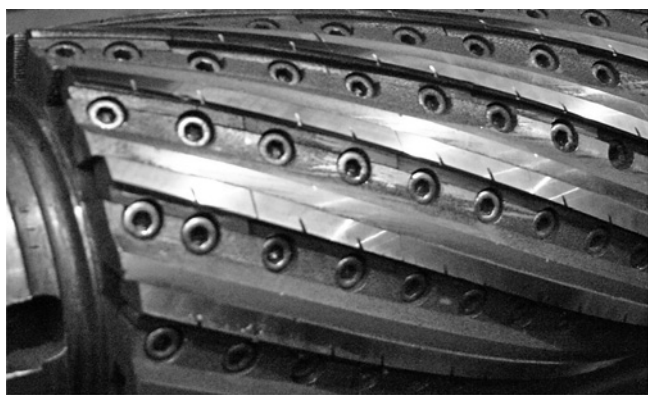


Рис. 2. Фреза в сборе

при последующей прокатке из-за большого расстояния между выступами ($L = S_0$), с другой стороны, предлагается на основании регрессионной зависимости $L' = f(S_M/n)$ обеспечивать $L' = (2 \div 4)S_Z$.

Таким образом, для получения удовлетворительного качества фрезеруемой поверхности число дублирующих обрабатывающих зубьев в зависимости от состояния фрезы должно быть разным — от одного ($L'/S_Z = 2$, фреза высокого качества, идеально собранная и/или вновь заточенная) до трех и более (изношенная фреза, зубья которой имеют сколы и другие дефекты). При работе фрезы такие дефекты зубьев и, следовательно, дефекты обрабатываемой поверхности, многие из которых не "залечиваются" при последующей холодной прокатке, увеличиваются. Соответственно, должно увеличиваться число дублирующих зубьев, чтобы гарантированно устранить следы дефектов зубьев на фрезеруемой поверхности. Если такую гарантию нельзя обеспечить, фрезу заменяют. Таким образом, чем больше повреждаются режущие поверхности зубьев, тем большее число дублирующих зубьев должно обеспечивать выбранный режим фрезерования.

Цель данной работы — исследовать регулируемый режим фрезерования, при котором:

начальный режим назначается на основании предварительно установленной связи режима с числом дублирующих зубьев, исходя из минимально необходимого одного дублирующего зуба;

в процессе фрезерования для компенсации увеличивающихся погрешностей обработки каждым отдельным зубом отношение S_M/n уменьшается, при этом увеличивается число дублирующих зубьев.

Для исследований выбрали непрерывную линию двусторонней обработки цветных металлов Кировского завода Уральской горно-металлургической компании, состоящую из правильно-размоточной машины, тянущих роликов, правильной машины, ножниц, станков для встречного [2, 3] фрезерования верхней и нижней сторон полосы и сверточной машины.

Характеристика горячекатаных полос: толщина $7 \div 14$ мм; внутренний и внешний диаметры рулона соответственно $480 \div 550$ и $800 \div 1500$ мм; масса рулона до 5 т; $\sigma_B = 260 \div 350$ МПа; $\delta = 20 \div 56$ %. Характеристика обработанного рулона: ширина полосы $500 \div 750$ мм; наружный и внутренний диаметры соответственно $800 \div 1500$ и $480 \div 550$ мм.

В качестве инструмента использовали сборные цилиндрические фрезы диаметром ~ 250 мм с 14 винтовыми ($\omega = 25^\circ 53'$) зубьями (рис. 2) [9]. Зубья представляли собой набор пластин из стали Р6М5. Фрезы затачивали по заднему $\alpha \approx 12^\circ$ и переднему $\gamma \approx 3^\circ$ углам¹.

Фрезеровали горячекатаные полосы из латуни Л63 толщиной 8 мм и шириной ~ 630 мм, варьируя параметры n и S_M . Далее горячекатаные полосы подвергали холодной прокатке до толщины 2,4 мм и затем непрерывному индукционному отжигу в поперечном магнитном поле. Толщина снимаемого слоя материала составляла $\sim 0,3$ мм. Контролировали частоту n вращения фрезы и подачу S_M полосы, а также фактическое расстояние $L(L')$ между выступами (длину впадины). Рассчитывали подачу S_Z на зуб по формуле (2), подачу S_0 на оборот по формуле (3) и отношение L/S_Z , определяющее число зубьев, последовательно обрабатывающих одну впадину (таблица). Массу полос, обработанных каждой фрезой, использовали в качестве характеристики стойкости инструмента. Сравнивали результаты фрезерования по режиму 6, выполненному в соответствии с работами [7, 8], и по предлагаемому режиму 7, изменяющемуся по мере работы фрезы (назначается для вновь установленной фрезы, в таблице выделен полужирным шрифтом).

Видно, что при фрезеровании по режимам 1 и 2 расстояние между выступами равно не подаче S_Z на зуб, а в Z раз больше, т. е. равно подаче S_0 на оборот

¹ В работе участвовал Ю. М. Вотинцев.

(см. таблицу). Полученное расстояние между выступами соответствовало расчету по формуле (3), а не по формуле (2), и поверхность полосы имела достаточно большую шероховатость. В этом случае из всех зубьев фрезы согласно работам [4, 5] полноценно нагружен лишь один зуб, работающий непосредственно после углового сдвига фрезы относительно полосы, который и формирует впадину. Другие зубья фрезы лишь дублируют его работу, выглаживают образовавшийся рельеф, устраняя возможные заусенцы и другие дефекты. В результате неравномерной нагрузки на зубья и, соответственно, неравномерного их износа стойкость фрезы была весьма низкой. После холодной прокатки на трехклетевом стане на поверхности ленты были обнаружены продеры.

При обработке по режиму 3 (см. таблицу) уменьшается шероховатость фрезерованной поверхности и исключается возможность образования продиров при последующей прокатке, но сохраняется низкая стойкость фрез и, вследствие уменьшения скорости подачи снижается производительность линии фрезерования.

При увеличении отношения S_M/n за счет уменьшения частоты n на первом этапе (при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$) первоначально установленное равенство $L = S_0$ сохранялось и расстояние между выступами увеличивалось ($L' \approx S_0 \approx 13 \text{ мм}$; см. таблицу, режим 4). Дальнейшее уменьшение частоты до $n = 200 \text{ мин}^{-1}$ (режим 5), как отмечалось ранее [4, 5], привело к парадоксальному, на первый взгляд, явлению: вместо $L' \approx S_M/n = S_0$ по формуле (3), как и ранее (см. режимы 1–4), получили $L' \approx S_Z = S_M/(nZ)$ по формуле (2). При этом исходные впадины, длина каждой из которых оставалась $L = S_0 = S_M/n$, сохранялись в виде малозаметных колебаний (волн), накладывающихся на четко выраженные малые впадины длиной L' . Рельеф полученной поверхности состоял в основном из 14 (по числу зубьев фрезы) мелких относительно коротких впадин, чередующихся соответственно с мелкими выступами, высота которых согласно формуле (1) стала много меньше, чем до разбиения исходной впадины (режимы 1 и 2).

Значения параметров n и S_M , подач S_0 и S_Z и фактических расстояний $L(L')$ при обработке полос фрезой с числом зубьев $Z = 14$

Режим	n , мин ⁻¹	S_M , м/мин	$S_0 = S_M/n$, мм	S_Z , мм	$L(L')$, мм	L'/S_Z
1	800	8	10	0,71	~10	~14,1
2	600	6	10	0,71	~10	~14,1
3	800	4	5	0,36	~5,0	~13,9
4	600	8	~13,3	0,95	~13,0	~13,7
5	200	8	40	2,86	~40 (~3,0)	~1,05
6	300	8	~26,7	1,90	~27 (~4,5)	~2,4
7	200	6	30	2,14	~30 (~4,3)	~2,0

Таким образом, при увеличении отношения S_M/n можно избежать последовательной обработки полосы в одном месте всеми зубьями фрезы. В этом случае каждый зуб обрабатывает, очевидно, отдельную впадину. При дальнейшем уменьшении частоты вращения фрезы относительно режима 5 (до $n < 200 \text{ мин}^{-1}$, в настоящей работе не представлено) и соответственно увеличении $S_0 = S_M/n$ (до $S_0 > 40 \text{ мм}$) равенство $L = S_Z$ сохранялось. В этом случае формирование профиля поверхности можно охарактеризовать как разбиение одной большой исходной впадины длиной L на промежуточные впадины длиной L' и общее выравнивание профиля. Обработка по режиму 5 показала, что в этом случае необходимо соблюдать особые требования к качеству фрез и, как следствие, осуществлять частую их замену. Действительно, в результате того, что каждый зуб обрабатывает отдельную впадину и обработка не дублируется следующим зубом, любой дефект режущей кромки зуба сказывается на качестве поверхности полосы.

Для определения промежуточного режима в интервале, схематично представленном на рис. 1 штриховой линией, оценивали режимы, соответствующие ее крайним значениям: $S_M/n = 13 \text{ мм}$ (режим 4) и $S_M/n = 40 \text{ мм}$ (режим 5). При произвольно выбранном в этом интервале промежуточном режиме 6 ($S_M/n \approx 26,7 \text{ мм}$), как и при режиме 5, исходная впадина длиной L разбивается на короткие впадины длиной L' (см. таблицу) и профиль выравнивается. При этом, в отличие от режима 5, большая впадина разбивается по длине не на 14 по числу зубьев фрезы, а на меньшее число малых впадин, каждая из которых имеет длину $L' \approx 4,5 \text{ мм}$, что соответствует промежуточному значению между $L \approx 13 \text{ мм}$ и $L' \approx 40/14 \approx 3 \text{ мм}$. Это позволило в первом приближении определить истинную форму штриховой промежуточной (условно прямой на рис. 1) линии, наилучшим образом описываемой степенной зависимостью (рис. 3). Аналогичным образом для режима 6 установлена зависимость приблизительного числа зубьев, обрабатывающих одну малую впадину L'/S_Z , от режима обработки $L'/S_Z = f(S_M/n)$ (см. рис. 3 и таблицу). Степенные функции в этом случае обеспечивают наиболее высокую аппроксимацию: $L(L') = 417,1(S_M/n)^{-1,35} \text{ мм}$, $R^2 \approx 0,990$ (линия 1) и $L'/S_Z = 5963(S_M/n)^{-2,35}$, $R^2 \approx 0,996$ (линия 2). Для первоначально задаваемой линейной функции связи $L(S_M/n)$ переходного режима (см. рис. 1, штриховая линия) коэффициент детерминации составлял лишь $R^2 = 0,82 \div 0,86$.

Для выбора начального (регулируемого) режима 7 (см. таблицу, полужирный шрифт), обеспечивающего один дублирующий зуб, т. е. число зубьев, обрабатывающих одну впадину $L'/S_Z \approx 2$, использовали зависимость $L'/S_Z = f(S_M/n)$ (см. рис. 3). При этом решали обратную задачу: по значению $L'/S_Z = 2$ на оси ординат определяли режим обра-

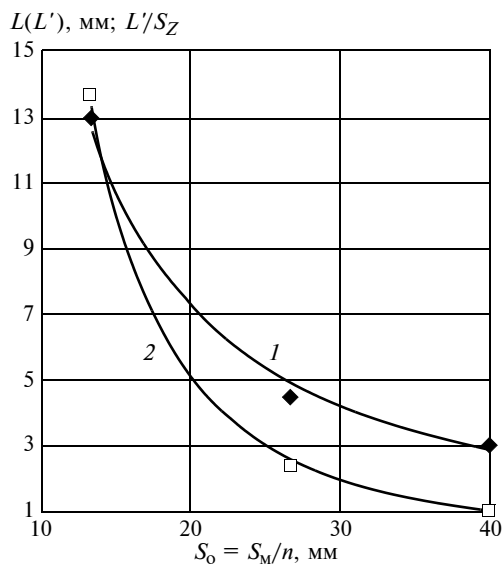


Рис. 3. Уточненная, относительно штриховой линии на рис. 1, зависимость (1) длины впадины и зависимость (2) приблизительного числа зубьев, обрабатывающих одну малую впадину, от режима фрезерования

ботки $S_M/n \approx 30$ мм на оси абсцисс (режим 7), который указан на рис. 1.

Таким образом, суть двухэтапного метода выбора начального режима конкретной обработки заключается в следующем:

регрессионным анализом определяются истинные форма и положение линии, связывающей зависимости $L = S_0$ и $L = S_Z$ (см. рис. 1), а также зависимость приблизительного числа зубьев, обрабатывающих одну малую впадину L/S_Z , от режима обработки $L/S_Z = f(S_M/n)$ (см. рис. 3);

для минимально необходимого числа зубьев, обрабатывающих одну впадину $L/S_Z = 2$, определяется режим фрезерования одним из двух способов: графически, как в нашем случае, переходом от функции L/S_Z к аргументу S_M/n или преобразованием функции $L/S_Z = f(S_M/n)$ в обратную функцию $S_M/n = f(L/S_Z)$.

Для оценки эффективности регулируемого режима 7 сравнивали обработку:

по регулируемому режиму, начиная с режима 7, увеличивая частоту n вращения по мере необходимости, т. е. при малейших признаках дефектов фрезерования на поверхности при частоте $\sim 20 \text{ мин}^{-1}$, уменьшая тем самым отношение S_M/n (см. рис. 1) вплоть до достижения предварительно определенной максимально допустимой длины впадины $L'_{кр} \geq 8$ мм;

по режиму 6, сохраняющемуся постоянным до появления признаков недопустимых дефектов на обработанной поверхности.

Для каждого из вариантов обработки отобрали по две группы фрез приблизительно одинакового качества. После появления на поверхности обработанной полосы недопустимых дефектов фрезу за-

меняли на другую из соответствующей группы и возобновляли процесс; снятую фрезу в зависимости от состояния или затачивали, или считали окончательно использованной. Циклы обработки повторяли, контролируя массу материала, обработанного инструментом за каждый цикл и за все время до полного использования каждой фрезы.

При последующей обработке на поверхности ленты, прокатанной из полос, отфрезерованных обоими методами, дефекты в виде продиров не были обнаружены. Поскольку отношение S_M/n изменяли предлагаемым методом — увеличением n , изменение режима не приводило к снижению производительности и не влияло на работу второго фрезерного станка, обрабатывающего другую сторону полосы. При этом качество отфрезерованной поверхности за цикл обработки и за все время работы фрезы оставалось стабильно высоким за счет регулярной плавной корректировки режима. Качество поверхности, отфрезерованной по режиму 6, за цикл обработки фрезой между переточками постепенно снижалось, оставаясь в пределах предъявляемых требований. Регулирование режима обработки в зависимости от качественного состояния фрезы и обработанной ею поверхности (режим 7) позволило:

повысить стойкость фрезы за весь период ее работы в среднем на $\sim 25\%$, а за цикл обработки между заточками на $\sim 40\%$. (Если на режиме 6 при фиксированном числе дублирующих зубьев один—три, качество фрезерованной поверхности достигало нижнего предельно допустимого состояния, то изменение режима, увеличивающее число дублирующих зубьев, позволяло продолжать процесс без ухудшения качества поверхности);

повысить производительность линии на $\sim 5\%$ за счет сокращения общего времени на замену фрез. (В производственных условиях замена фрезы связана с остановкой всей линии фрезерования до 1 ч и более.)

Выводы

1. Напряженно-деформированное состояние движущейся фрезеруемой полосы, закрепленной на значительном расстоянии от места обработки, обуславливает зависимость рельефа получаемой поверхности от режима фрезерования.

2. Сочетание относительно высокой стойкости инструмента с приемлемо низкой шероховатостью фрезерованной поверхности достигается в том случае, когда работа зуба, формирующего впадину, дублируется следующими расположенными по окружности фрезы зубьями, максимальное число которых определяется предельно допустимой длиной впадины.

3. Предложенный метод управления фрезерованием полосы позволяет аналитически точно установить оптимальный начальный режим обработки

М. А. ЛЕВАНЦЕВИЧ, канд. техн. наук, Е. В. ПИЛИПЧУК, Н. Н. МАКСИМЧЕНКО, канд. техн. наук (ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси», г. Минск), Л. С. БЕЛЕВСКИЙ, д-р техн. наук, Р. Р. ДЕМА, канд. техн. наук (Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова), e-mail: levancev@mail.ru

Применение планирования эксперимента для выбора оптимальных режимов электродеформационного плакирования гибким инструментом

Разработаны экспериментально-статистические модели процесса формирования композиционных хромовых покрытий электродеформационным плакированием гибким инструментом, позволяющие определить параметры режимы для получения покрытий требуемой толщины и шероховатости.

Ключевые слова: электродеформационное плакирование, гибкий инструмент, покрытие, композиционный материал, планирование эксперимента, некомпозиционный план, толщина, шероховатость.

Experimental-statistical models of the process of forming composite chromium coatings by electrodeformation cladding with a flexible tool are developed, which allow to determine the parameters of the regimes for obtaining coatings of the required thickness and roughness.

Keywords: electrodeformation cladding, flexible tool, coating, composite material, experiment planning, non-compositional plan, thickness, roughness.

Важной задачей в машиностроении является снижение себестоимости выпускаемой продукции для повышения ее конкурентоспособности, одно из ее решений — внедрение новых технологий, позволяющих при смене типа производства (массовое, серийное, мелкосерийное) обеспечить требуемые эксплуатационные характеристики изделия не ниже, получаемых при применении традиционных

технологий [1, 2]. Так, электролитическое хромирование, широко используемое в машиностроении для улучшения эксплуатационных свойств изделий и восстановления размеров и форм изношенных элементов, оправдано при крупносерийном и массовом производствах, когда формирование покрытий осуществляется на больших партиях и часто повторяющихся одинаковых изделиях. Однако при мелкосерийном и единичном производствах, при которых выпуск небольших партий может осуществляться один раз в два месяца, эффективность применения гальванического хромирования резко снижается ввиду значительного роста затрат на единицу площади обрабатываемой поверхности.

Анализ средств и способов формирования покрытий показал, что для формирования покрытий на основе хрома можно использовать электродеформационное плакирование гибким инструментом (ЭДПИ) [3—7], которое отличается простотой использования и несложностью технических средств. При плакировании гибким инструментом дополнительно подают электрическое напряжение в зону фрикционного контакта ворса металлической щетки и материала покрытия, что обеспечивает быстрое нагревание покрытия и усиливает схватывание и налипание микрочастиц покрытия на кончики ворсинок щетки, повышая их массу и интенсивность переноса на обрабатываемую деталь.



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 67)

и способ его регулирования по мере износа инструмента.

4. Использование регулируемого режима фрезерования позволяет увеличить время работы инструмента между переточками и общий срок его службы, повысить производительность процесса и стабилизировать качество обработанной поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Дукмасов В. Г., Ильичев В. Г. Эффективность современных технологий в металлургии / Под ред. Г. П. Вяткина. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. 178 с.

2. Тимирязев В. А., Хостиков М. З., Схиртладзе А. Г. Основы технологии машиностроения: Учебник для вузов. М.: РГИУ им. И. М. Губкина, 2016. 180 с.

3. Банников Е. А. Справочник фрезеровщика. Ростов н/Д: Феникс, 2005. 320 с.

4. Надежкин М. П., Певзнер М. З. Формирование рельефа поверхности в процессе фрезерования прокатанных полос // Производство проката. 2000. № 4. С. 32—36.

5. Певзнер М. З. О режимах фрезерования и рельефе поверхности фрезерованных полос // Производство проката. 2008. № 9. С. 24—26.

6. Chemezov D., Palev N. The simulation of cutting process of the cylindrical milling cutter // Theoretical & Applied Science. 2016. N. 6. P. 57—67.

7. Пат. 2687638 Рос. Федерация: МПК В23С3/13. Способ управления фрезерованием проката.

8. Певзнер М. З. О методе управления фрезерованием проката // Производство проката. 2018. № 12. С. 31—36.

9. Губанова А. А. Фрезерование винтовыми фрезами с перекрытием контакта режущих лезвий и обрабатываемой заготовки // СТИН. 2018. № 3. С. 15—18.

Толщина и шероховатость покрытия, наносимого ЭДПГИ, зависят от силы тока в контакте «материал покрытия — щетка», числа проходов щетки по поверхности детали и частоты вращения щетки. На практике необходимую толщину покрытия получают многократным изменением режима обработки, однако это требует значительных материальных средств и времени, а технологические режимы, установленные опытным путем, часто далеки от оптимальных. Поэтому исследования режимов формирования покрытий ЭДПГИ имеют практическое значение.

Цель работы — определение оптимальных параметров процесса ЭДПГИ, обеспечивающих формирование качественного покрытия из композиционных материалов на основе хрома требуемой толщины и шероховатости.

Методика исследований

В исследованиях использовали статистическое планирование эксперимента, позволяющее при минимальном числе опытов получать модели многофакторных процессов.

Эффективность данного метода объясняется тем, что многие важные показатели исследуемого процесса являются случайными величинами, распределения которых близки нормальному закону. Преимущества метода планирования эксперимента: минимизация числа опытов; одновременное варьирование всех исследуемых факторов по определенным алгоритмам; применение математического аппарата, формализующего многие действия исследователя; выбор стратегии, позволяющей принимать обоснованные решения после каждой серии опытов.

При исследовании многофакторного процесса постановка всех возможных опытов для получения математической модели связана с высокой трудоемкостью эксперимента, так как число всех возможных опытов очень велико. Задачи планирования эксперимента: установление минимально необходимого числа опытов и условий их проведения; выбор методов математической обработки результатов опытов; принятие решений.

Процесс ЭДПГИ можно описать полиномом второго порядка. Модель уравнения отклика от независимых переменных с учетом их взаимодействий и ошибки эксперимента имеет вид:

$$y = b_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} b_i x_i + \sum_{1 \leq i < l \leq k} b_{il} x_i x_l + \sum_{1 \leq i \leq k} b_{ii} x_i^2, \quad (1)$$

где y — параметр оптимизации; k — число факторов; i, l — номера факторов, $i \neq l$; x_i, x_l — варьируемые факторы; b_0, b_i, b_{il}, b_{ii} — коэффициенты регрессии, описывающие направление и степень влияния каждого из факторов на параметр оптимизации.

В качестве варьируемых факторов были приняты технологические параметры процесса формирования композиционного слоя ЭДПГИ, существенно влияющие на толщину и шероховатость формируемого слоя покрытия при постоянных параметрах гибкого инструмента: сила тока I , протекающего в контакте донор—щетка (фактор x_1); окружная скорость $v_{ш}$ вращения щетки (фактор x_2); время обработки, выражаемое числом n проходов щетки по поверхности детали (фактор x_3).

Для получения математической модели процесса ЭДПГИ в виде полинома второго порядка предпочтительнее использовать некомпозиционные планы, предусматривающие всего три уровня варьирования факторов (+1, 0, -1), что упрощает и удешевляет эксперимент. Некомпозиционные планы характеризуются наличием в строках матрицы планирования большого числа нулей, в результате чего существенно упрощается вычисление коэффициентов модели (табл. 1). Кроме того, некомпозиционные планы для 3—7 факторов требуют постановки меньшего числа опытов по сравнению с соответствующими ротатбельными центральными композиционными планами второго порядка.

На основании результатов предварительных экспериментальных исследований были выбраны уровни и интервалы варьирования факторов (табл. 2).

Параметры оптимизации — толщина h и параметра Ra шероховатости поверхности, сформиро-

Таблица 1

Матрица некомпозиционного плана второго порядка для трех факторов

Номер опыта	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	x_1^2	x_2^2	x_3^2
1	+	+	+	0	+	0	0	+	+	0
2	+	+	-	0	-	0	0	+	+	0
3	+	-	+	0	-	0	0	+	+	0
4	+	-	-	0	+	0	0	+	+	0
5	+	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	+	+	0	+	0	+	0	+	0	+
7	+	+	0	-	0	-	0	+	0	+
8	+	-	0	+	0	-	0	+	0	+
9	+	-	0	-	0	+	0	+	0	+
10	+	0	0	0	0	0	0	0	0	0
11	+	0	+	+	0	0	+	0	+	+
12	+	0	+	-	0	0	-	0	+	+
13	+	0	-	+	0	0	-	0	+	+
14	+	0	-	-	0	0	+	0	+	+
15	+	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Таблица 2

Уровни и значения технологических факторов

Код уровня	Показатель (обозначение фактора)		
	$I, A (x_1)$	$v_{ш}, м/с (x_2)$	$n (x_3)$
-1	100	25	4
0	130	30	6
+1	160	35	8

ванной на экспериментальных образцах в результате обработки.

Толщину покрытия измеряли на цилиндрических образцах с помощью пассаметра (точность 1 мкм). На каждом образце измерения толщины покрытия осуществляли 15÷20 раз и вычисляли средние значения.

Параметр *Ra* шероховатости поверхности оценивался с помощью профилометра 253 (завод «Калибр»).

В качестве композиционного материала-донора использовали брусок на основе хрома, полученный прессованием с последующим спеканием смеси порошков хрома и ультрадисперсной алмазнографитной шихты УДАГ (ТУ РБ 28619110.001—95, фирма «Синта»). Ранее выполненные исследования [7] показали, что деформационно-плакированные хромовые покрытия, сформированные из донора, легированного добавкой ультрадисперсной алмазнографитной шихты УДАГ, по своим триботехническим свойствам сопоставимы с гальваническими покрытиями из твердого хрома, что дает хорошие предпосылки для их применения для нанесения покрытий на поверхности деталей гидравлических систем (штоки, оси и гильзы гидроцилиндров, фланцы и пр.).

В качестве основы использовали цилиндрические образцы из стали 45. Для обеспечения необходимой температуры обрабатываемой поверхности и высокой адгезии материала покрытия к основе для нанесения покрытия использовали щетку диаметром 200 мм со стальным ворсом диаметром 0,2 мм и рабочей длиной 50 мм. Коэффициент плотности набивки ворса — 0,3; натяг ворса к поверхностям донора и детали — 1,5 мм.

Режим формирования хромового покрытия на экспериментальных образцах соответствовал матрице планирования эксперимента. Толщину покрытия и его шероховатость (табл. 3) определяли как средние значения из 15÷20 измерений.

Согласно матрице планирования вычисляли коэффициенты модели (1), используя приведенные в работе [6] формулы:

$$b_0 = \frac{1}{3} \sum_{u=1}^3 y_{0u}; \quad b_i = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^{15} x_{ij}y_j; \quad b_{il} = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^{15} x_{ij}x_{lj}y_j;$$

$$b_{ii} = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^{15} x_{ij}^2 y_j - \frac{1}{16} \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^{15} x_{ij}^2 y_j - \frac{1}{6} \sum_{u=1}^3 y_{0u},$$

где *u* — номер параллельного опыта в центре плана; *y*_{0*u*} — значение функции отклика в *u*-м опыте; *j* — номер опыта в матрице планирования; *i, l* — номера факторов; *x*_{*ij*} и *x*_{*lj*} — кодированные значения *i*-го и *l*-го факторов в *j*-м опыте; *y*_{*j*} — значение функции отклика в *j*-м опыте.

Рассмотрим подробнее вывод уравнения регрессии для толщины *h* покрытия (функция отклика *y*_{*h*}).

Вычислениями получены коэффициенты уравнения регрессии для *y*_{*h*} (округление до тысячных долей):

$$b_0 = 24; \quad b_1 = 3,125; \quad b_2 = 2,0; \quad b_3 = 1,875;$$

$$b_{12} = 0,25; \quad b_{13} = -3,5; \quad b_{23} = -7,25;$$

$$b_{11} = -11,5; \quad b_{22} = 1,75; \quad b_{33} = 1,0.$$

Дисперсию *s*²{*y*_{*h*}} параметра оптимизации определяли по результатам опытов в центре плана (см. табл. 3, опыты 5; 10; 15). Для вычисления дисперсии *s*²{*y*_{*h*}} использовали вспомогательную табл. 4. Получено следующее значение дисперсии:

$$s^2\{y_h\} = \frac{s_E}{n_0 - 1} = \frac{\sum (y_h - \bar{y}_h)^2}{n_0 - 1} = \frac{2}{3 - 1} = 1.$$

Дисперсии, характеризующие ошибки в определении коэффициентов уравнения регрессии для *y*_{*h*}, вычисляли по приведенным в работе [8] формулам при числе факторов *k* = 3. Получены следующие дисперсии:

$$s^2\{b_0\} = \frac{1}{3} s^2\{y_h\} = 0,3333; \quad s^2\{b_i\} = \frac{1}{8} s^2\{y_h\} = 0,1250;$$

$$s^2\{b_{ij}\} = \frac{1}{4} s^2\{y_h\} = 0,25; \quad s^2\{b_{ii}\} = \frac{13}{48} s^2\{y_h\} = 0,2708.$$

Для проверки значимости коэффициентов модели находим их доверительные интервалы.

Находим доверительный интервал коэффициента *b*₀: Δ*b*₀ = ±*t*_{γ*s*}{*b*₀} = ±4,3 · 0,5773 = ±2,4826,

Таблица 3

Параметры режима плакирования и показатели получаемых покрытий

Номер опыта	<i>I</i> , А	<i>v</i> _ш , м/с	<i>n</i>	<i>h</i> , мкм	<i>Ra</i> , мкм
1	160	35	6	20	1,490
2	160	25	6	16	0,955
3	100	35	6	12	1,025
4	100	25	6	9	0,450
5	130	30	6	24	0,545
6	160	30	8	15	1,195
7	160	30	4	17	1,425
8	100	30	8	17	1,110
9	100	30	4	5	1,395
10	130	30	6	25	0,500
11	130	35	8	23	1,225
12	130	35	4	35	1,745
13	130	25	8	33	0,950
14	130	25	4	16	1,240
15	130	30	6	23	0,445

Таблица 4

Таблица для расчета *s*²{*y*_{*h*}}

Номер опыта в центре плана	<i>y</i> _{<i>h</i>}	\bar{y}_h	<i>y</i> _{<i>h</i>} - \bar{y}_h	(<i>y</i> _{<i>h</i>} - \bar{y}_h) ²
5	24		0	0
10	25	24	1	1
15	23		-1	1

где t_T — табличное значение критерия Стьюдента (при степени свободы 2 и 5 %-м уровне значимости $t_T = 4,3$ [6]).

Аналогично определяем доверительные интервалы коэффициентов b_i, b_{ij}, b_{ii} :

$$\Delta b_i = \pm t_T s\{b_i\} = \pm 1,5203;$$

$$\Delta b_{ij} = \pm t_T s\{b_{ij}\} = \pm 2,15;$$

$$\Delta b_{ii} = \pm t_T s\{b_{ii}\} = \pm 2,2378.$$

Коэффициент значим, если его абсолютная величина больше доверительного интервала. Коэффициенты b_{12}, b_{22} и b_{33} меньше доверительного интервала, поэтому их можно признать статистически незначимыми и исключить из уравнения регрессии. Тогда уравнение регрессии (1) для толщины покрытия принимает вид:

$$y_h = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{11} x_1^2. \quad (2)$$

Так как незначимыми оказались коэффициенты при квадратичных членах, все остальные коэффициенты пересчитываем с использованием метода наименьших квадратов. Для этого по выражению (2) составляем систему нормальных уравнений [6], которая после подстановки значений сумм принимает вид:

$$\left. \begin{aligned} 15b_0 + 0b_1 + 0b_2 + 0b_3 + 0b_{13} + 0b_{23} + 8b_{11} &= 290; \\ 0b_0 + 8b_1 + 0b_2 + 0b_3 + 0b_{13} + 0b_{23} + 0b_{11} &= 25; \\ 0b_0 + 0b_1 + 8b_2 + 0b_3 + 0b_{13} + 0b_{23} + 0b_{11} &= 16; \\ 0b_0 + 0b_1 + 0b_2 + 8b_3 + 0b_{13} + 0b_{23} + 0b_{11} &= 15; \\ 0b_0 + 0b_1 + 0b_2 + 0b_3 + 4b_{13} + 0b_{23} + 0b_{11} &= -14; \\ 0b_0 + 0b_1 + 0b_2 + 0b_3 + 0b_{13} + 4b_{23} + 0b_{11} &= -29; \\ 8b_0 + 0b_1 + 0b_2 + 0b_3 + 0b_{13} + 0b_{23} + 8b_{11} &= 111. \end{aligned} \right\} (3)$$

Решая систему уравнений (3), получаем коэффициенты: $b_0 = 25,571$; $b_1 = 3,125$; $b_2 = 2,0$; $b_3 = 1,875$; $b_{13} = -3,5$; $b_{23} = -7,25$; $b_{11} = -11,696$.

Уравнение регрессии для y_h будет иметь вид:

$$y_h = 25,571 + 3,125x_1 + 2x_2 + 1,875x_3 - 3,5x_1x_3 - 7,25x_2x_3 - 11,696x_1^2. \quad (4)$$

Адекватность полученной модели проверяем по F -критерию (критерий Фишера). Для вычисления дисперсии $s_{ад}^2$ адекватности находим сумму s_R квадратов отклонений расчетных значений \hat{y}_h от экспериментальных значений y_h во всех точках плана (табл. 5): $s_R = \sum (y_h - \hat{y}_h)^2 = 25,089$.

Значения \hat{y}_h определяем по формуле (4), $s_E = 2,0$ (см. табл. 4).

Таблица для вычисления s_R

Номер опыта	y_h	\hat{y}_h	$y_h - \hat{y}_h$	$(y_h - \hat{y}_h)^2$
1	20	19	1	1
2	16	15	1	1
3	12	12,75	-0,75	0,5625
4	9	8,75	0,25	0,0625
5	24	25,571	-1,571	2,4680
6	15	15,375	-0,375	0,1406
7	17	18,625	-1,625	2,6406
8	17	16,125	0,875	0,7656
9	5	5,375	-0,375	0,1406
10	25	25,571	-0,571	0,3260
11	23	22,196	0,804	0,6464
12	35	32,946	2,054	4,2189
13	33	32,696	0,304	0,0924
14	16	14,446	1,554	2,4149
15	23	25,571	-2,571	6,6100

Вычислим дисперсию:

$$s_{ад}^2 = \frac{s_R - s_E}{N - k' - (n_0 - 1)} = \frac{23,089 - 2,0}{15 - 7 - 2} = 3,515,$$

где N — общее число опытов; k' — число коэффициентов аппроксимирующего полинома; n_0 — число опытов в центре плана.

Так как $s^2\{y_h\} = 1,0$ (см. табл. 4), то расчетное значение критерия Фишера $F_P = \frac{s_{ад}^2}{s^2\{y_h\}} = 3,515 < F_T =$

$= 19,3$. Следовательно, полученная для y_h модель (4) адекватна при 5 %-й значимости.

Путем аналогичных вычислений получено уравнение регрессии для параметра Ra шероховатости обработанной поверхности (функция отклика y_R):

$$y_R = 0,497 + 0,136x_1 + 0,236x_2 - 0,166x_3 + 0,237x_1^2 + 0,246x_2^2 + 0,547x_3^2. \quad (5)$$

Полученная для y_R модель адекватна при 5 %-й значимости, так как расчетный критерий Фишера $F_P = 8,65$, что меньше табличного, который составил 19,3.

Анализ полученных результатов

Анализ регрессионного уравнения (4) показал, что все исследуемые технологические факторы влияют на толщину получаемого покрытия, однако их положительное влияние — увеличение толщины покрытия, ослабляется отрицательными коэффициентами при произведениях исследуемых факторов, а также при второй степени фактора x_1 . Поэтому зависимости толщины покрытия от исследуемых факторов приобретают нелинейный характер.

При этом из уравнения (4) следует, что для получения покрытия максимальной толщины фактор x_1 должен быть равным или приближаться к нулевому (основному) уровню, для ослабления влияния отрицательного коэффициента при второй степени фактора x_1 .

Из регрессионного уравнения (5) видно, что увеличение факторов x_1 и x_2 повышает шероховатость поверхности покрытия. Причем их положительное влияние усиливается положительными коэффициентами при второй степени факторов x_1 и x_2 . Влияние фактора x_3 не столь однозначно, так как его увеличение приводит к снижению параметра шероховатости поверхности, однако положительный коэффициент при второй степени фактора x_3 его увеличивает. Поэтому для получения покрытия с минимальным параметром шероховатости уровни исследуемых факторов должны находиться между нижним и основными уровнями.

Для удобства интерпретации полученных результатов и использования уравнений (4) и (5) для практических расчетов необходимо перейти от кодированных значений (x_1, x_2, x_3) факторов к натуральным значениям ($I, v_{ш}, n$), используя формулы:

$$x_1 = \frac{I - I_0}{\Delta I}; \quad x_2 = \frac{v_{ш} - v_{ш0}}{\Delta v_{ш}}; \quad x_3 = \frac{n - n_0}{\Delta n},$$

где $I_0, v_{ш0}, n_0$ — натуральные значения факторов на основных уровнях (значение «0»); $\Delta I, \Delta v_{ш}, \Delta n$ — интервалы варьирования факторов.

Таким образом, в соответствии с табл. 2 имеем:

$$x_1 = \frac{I - 130}{30}; \quad x_2 = \frac{v_{ш} - 30}{5}; \quad x_3 = \frac{n - 6}{2}.$$

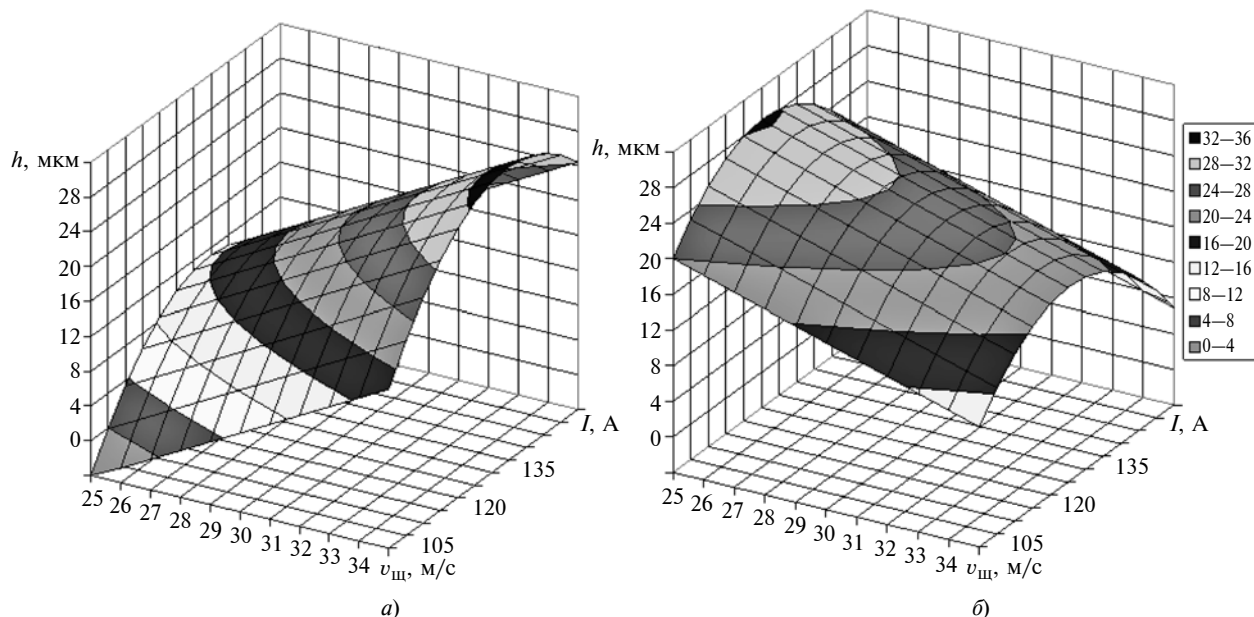


Рис. 1. Зависимость толщины h покрытия от окружной скорости $v_{ш}$ щетки и силы тока I при $n = 4$ (а) и 8 (б)

С учетом перехода к натуральным значениям факторов уравнения регрессии (4) и (5) примут вид:

$$h = -400,837 + 3,792I + 4,75v_{ш} + 30,265n - 0,058I^2 - 0,725v_{ш}n - 0,01274I^2. \quad (6)$$

$$Ra = 17,2126 - 0,0632I - 0,5432v_{ш} - 1,724n + 0,000258I^2 + 0,00984v_{ш}^2 + 0,13675n^2. \quad (7)$$

Полученные зависимости (6) и (7) позволяют выбирать технологические режимы ЭДПИ так, чтобы получить композиционное хромовое покрытие с заданными толщиной и параметром Ra .

Поиск оптимальных параметров ЭДПИ для получения хромового покрытия максимальной толщины и с минимальной шероховатостью поверхности, а также с заданными значениями этих параметров осуществляли с помощью надстройки MS Office Excel «Поиск решения» методом эволюционного поиска решения.

Анализ зависимостей (6) и (7), выполненный с помощью MS Excel, показал следующее.

Если сила тока постоянная, то при $n = 4; 5$ и 6 с увеличением частоты вращения щетки толщина покрытия увеличивается. При дальнейшем увеличении числа проходов ($n > 6$) увеличение частоты вращения щетки толщина покрытия уменьшается, т. е. щетка начинает снимать ранее сформированный слой (рис. 1). При этом чем больше сила тока, тем при меньшей скорости щетки начинается уменьшение толщины покрытия при увеличении числа проходов щетки. Так, при $I = 105 \div 110$ А уменьшение толщины покрытия с увеличением числа проходов фиксируется при $v_{ш} = 33 \div 35$ м/с, а при $I = 150 \div 160$ А уменьшение толщины покрытия с увеличением числа проходов начинается уже при $v_{ш} = 29$ м/с и сохраняется до $v_{ш} = 35$ м/с.

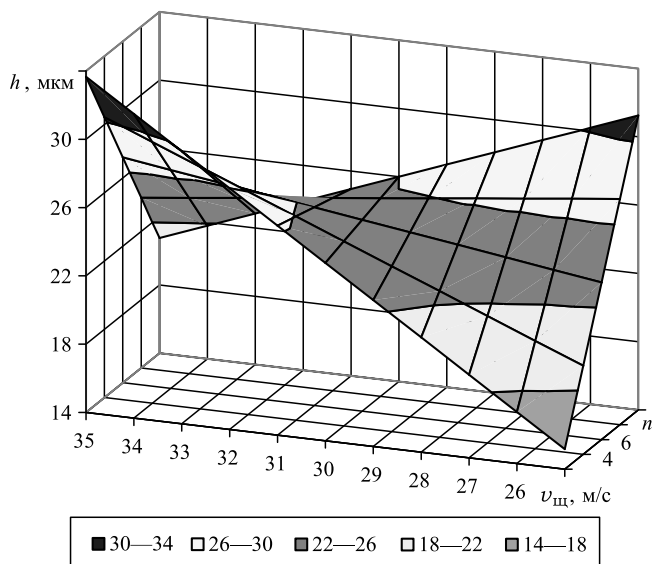


Рис. 2. Зависимость толщины h покрытия от окружной скорости $v_{\text{щ}}$ щетки и числа n проходов при $I = 140$ А

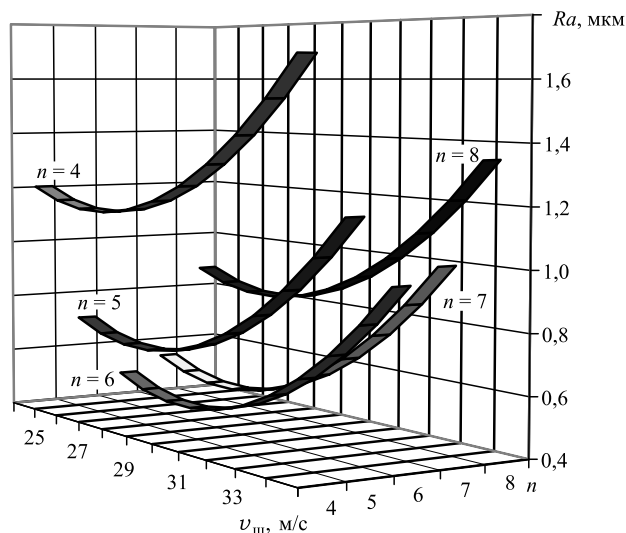


Рис. 3. Зависимость параметра Ra шероховатости поверхности покрытия от окружной скорости $v_{\text{щ}}$ щетки и числа n проходов при $I = 120$ А

Таким образом, формирование покрытия максимальной толщины происходит или при минимальном числе проходов и максимальной скорости щетки, или при максимальном числе проходов и минимальной скорости щетки. В выбранных диапазонах значений исследуемых факторов покрытие максимальной толщины (33,7 мкм) формируется при $I = 140$ А, $v_{\text{щ}} = 35$ м/с и $n = 4$, при этом параметр шероховатости поверхности покрытия $Ra = 1,76$ мкм.

Для получения покрытия толщиной $30 \div 33$ мкм определены следующие значения: 1) $I = 130 \div 145$ А, $v_{\text{щ}} = 33 \div 35$ м/с, $n = 4 \div 5$; 2) $I = 130 \div 140$ А, $v_{\text{щ}} = 25 \div 27$ м/с, $n = 8$ (рис. 2), при этом для первого случая $Ra = 0,9 \div 1,8$ мкм, для второго $Ra = 0,82 \div 0,95$ мкм. Для снижения шероховатости по-

верхности покрытия можно после плакирования применить полирования.

Минимальная шероховатость поверхности покрытия обеспечивается значениями: $I = 120 \div 125$ А, $v_{\text{щ}} = 28$ м/с, $n = 6$, при этом $Ra = 0,428$ мкм, толщина покрытия составит $21,8 \div 23,4$ мкм. Максимальное значение $Ra = 2,04$ мкм имеем при $I = 160$ А, $v_{\text{щ}} = 35$ м/с, $n = 4$. При этом если сила тока постоянная, то с увеличением окружной скорости щетки с 25 до 28 м/с и числа проходов с 4 до 6 шероховатость обработанной поверхности будет уменьшаться и достигнет минимального значения при $v_{\text{щ}} = 28$ м/с и $n = 6$, после чего дальнейшее увеличение параметров $v_{\text{щ}}$ и n приведет к повышению шероховатости поверхности покрытия (рис. 3).

Таким образом, изменяя параметры режима ЭДПИ, можно получить покрытие или максимальной толщины, или с минимальной шероховатостью поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Способы** модификации поверхностей гибким инструментом и их практическое применение. Часть 1. Пластическое деформирование поверхностного слоя с одновременным нанесением функциональных покрытий вращающимися проволочными щетками / Л. С. Белевский, М. А. Леванцевич, Р. Р. Дема и др. // Вестник машиностроения. 2020. № 2. С. 58–63.
2. **Модель** формирования толщины плакированного слоя на деталях пар трения технологического оборудования / С. И. Платов, Р. Р. Дема, А. В. Зотов // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2013. № 1 (41). С. 69–72.
3. **Леванцевич М. А.** Особенности контактного взаимодействия щетки с материалом покрытия при деформационном плакировании с электрическим полем // Сб. науч. тр.: Актуальные вопросы машиноведения. Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси. 2017. Вып. 6. С. 176–179.
4. **Исследование** структуры и свойств хромовых покрытий, нанесенных методом электрофрикционного плакирования гибким инструментом / Л. С. Белевский, Е. Л. Юреть, М. А. Леванцевич и др. // Упрочняющие технологии и покрытия. 2018. № 10. С. 458–462.
5. **Белевский Л. С., Белевская И. В.** Фрикционный и электрофрикционный способы нанесения покрытий // Обработка сплошных и слоистых материалов. 2012. Вып. № 38. С. 158–163.
6. **Метрологическое** обеспечение процесса формирования покрытий способом деформационного плакирования с наложением электрического поля / М. А. Леванцевич, В. А. Леванцевич, Е. В. Пилипчук и др. // Сб. мат. 10-го Междунар. симпозиума «Порошковая металлургия: инженерия поверхности, новые порошковые композиционные материалы, сварка». Минск: Беларуская навука, 2017. Ч. 2. С. 161–169.
7. **Износостойкость** легированных хромовых покрытий, сформированных способом деформационного плакирования с электрическим напряжением / М. А. Леванцевич, Е. В. Пилипчук, В. К. Шелег и др. // Сб. тр. Актуальные вопросы машиноведения. Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси. 2017. Вып. 6. С. 159–162.
8. **Спиридонов А. А.** Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. М.: Машиностроение, 1981. 184 с.

К. В. ЛЕБЕДИНСКИЙ, канд. техн. наук, Н. Е. КУРНОСОВ, д-р техн. наук (Пензенский ГУ),
e-mail: Lebedinskiy_K@mail.ru

Установка для получения сферических порошков металлов для аддитивных технологий¹

Разработана установка для получения порошков разных металлов дисперсностью $0,5 \div 100$ мкм сферической формы и заданного гранулометрического состава.

Ключевые слова: порошок, металл, распыление, сфера, дисперсность.

A unit was developed for the production of powders of various metals with a dispersion of $0.5 \div 100$ μm of a spherical shape and a given particle size distribution.

Keywords: powder, metal, spraying, sphere, dispersion.

В последнее время бурно развиваются аддитивные технологии и их применение в машиностроении. Особое внимание в машиностроении уделяется производству порошков металлов, из которых можно быстро изготавливать изделия разных форм и назначения с более высокими эксплуатационными и точностными характеристиками, а также их прототипы [1]. С увеличением возможностей аддитивных технологий возрастает и потребность в порошковых материалах с заданными технологическими параметрами и из разных металлов [2].

Основная проблема аддитивных технологий — сложность получения порошков металлов с требуемыми дисперсностью, формой (необходимы порошки сферической формы) и необходимостью большой номенклатуры используемых и планируемых к использованию материалов.

Используемые в настоящее время порошки изготавливаются, в основном, из достаточно небольшой номенклатуры металлов и при этом небольшими партиями, что крайне нецелесообразно при прототипировании, поиске конструкторских решений для повышения надежности, прочности и других показателей продукции, выпускаемой машиностроительными предприятиями [3].

Анализ отечественных и зарубежных методов производства порошков металлов показал, что наиболее эффективным является метод распыления, главные преимущества которого: высокая произво-

дительность; относительно простой технологический процесс производства, позволяющий в том числе получать небольшие партии порошков разных металлов.

Однако для метода распыления характерны: высокие энергетические затраты на процесс; трудности получения порошков сферической формы; необходимость последующего сепарирования порошков и невозможность регулирования их гранулометрического состава.

Для получения мелкодисперсных сферических порошков металлов с заданным гранулометрическим составом разработали установку, которая содержит плавильную камеру, распылитель жидкого металла, камеру распыления и приемник порошка. Плавильная камера выполнена в виде цилиндрического тигля с индукционным нагревателем, распылитель жидкого металла выполнен в виде пневматической вихревой эжекционной форсунки с подвижным отбойником на выходе первичного аэрозоля. Камера распыления представляет собой цилиндрическую колонну, высоту которой можно изменять. Вокруг колонны установлен индукционный нагреватель, который можно перемещать относительно положения распылителя вдоль колонны. Приемник порошка выполнен по лабиринтному типу в виде импактора.

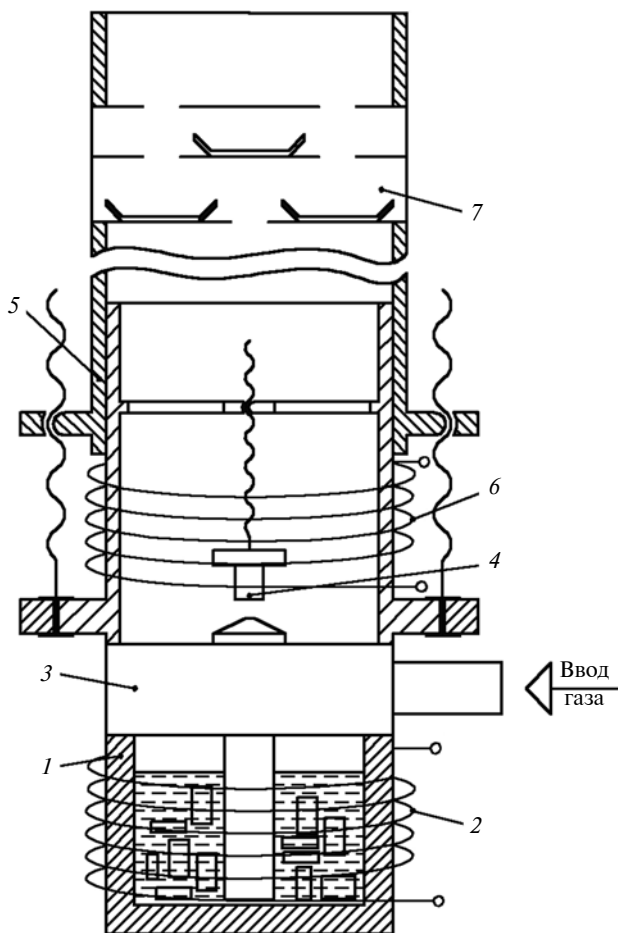
Установка (рисунок) состоит из цилиндрического тигля 1 с индукционным нагревателем 2, распылителя 3 с подвижным отбойником 4, цилиндрической колонны 5 с индукционным нагревателем 6 и приемника 7 порошка.

В плавильной камере с индукционным нагревателем осуществляется плавление и хранение расплавленного металла, при этом наличие нагревателя позволяет изменять температуру для плавления разных материалов.

Распылитель жидкого металла в виде пневматической вихревой эжекционной форсунки позволяет одновременно распылять и эжектировать жидкий металл из плавильной камеры за счет разряжения, создаваемого при течении пневматического закрученного потока.

Установленный на выходе первичного аэрозоля из распылителя отбойник необходим для более мелкого дробления жидкого металла в результате ударно-динамического воздействия распыленных частиц жидкого металла на преграду. Для получе-

¹ Исследования выполняются в рамках финансирования Совета по грантам Президента Российской Федерации от стипендии молодым ученым и аспирантам 2018—2020 гг.



В тигель 1 плавильной камеры загружается твердый металл. При нагревании индукционным нагревателем 2 металл расплавляется. После достижения заданной температуры и эжектирования жидкого металла сжатым газом он поступает в распылитель 3, где распыляется в виде газового аэрозоля с частицами жидкого металла. Затем поток полученного аэрозоля направляется в отбойник 4, в котором за счет ударно-динамического воздействия происходит дополнительное дробление частиц жидкого металла в аэрозоле, получаемая при этом дисперсность зависит от расстояния до отбойника. Далее аэрозоль перемещается в направлении выхода газа в верх колонны 5, высота которой устанавливается в соответствии с требуемыми параметрами максимальной дисперсности получаемого металлического порошка, и попадает в зону нагрева индукционного нагревателя 6, где частицы жидкого металла приобретают сферическую форму за счет собственного поверхностного натяжения. После прохождения зоны нагрева в колонне 5 частицы металла кристаллизуются. Часть полученных частиц за счет гравитации возвращается в плавильную камеру, остальные с потоком газа направляются в приемник 7 порошков, где порошки металла сепарируются по гранулометрическому составу с помощью импактора, в котором более мелкие частицы проходят большие расстояния.

ния разной степени дробления отбойник выполнен подвижным. Регулируя расстояние от выхода первичного аэрозоля до отбойника, получают частицы размером $0,5 \div 100$ мкм.

Изменение высоты цилиндрической колонны необходимо для регулирования гранулометрического состава получаемых порошков в результате гравитационного отсева частиц.

Перемещение вдоль колонны индукционного нагревателя, расположенного вокруг камеры распыления, относительно положения распылителя обеспечивает получение металлического порошка сферической формы за счет поддержания температуры распыленных частиц жидкого металла после окончательного диспергирования с учетом времени, необходимого для образования сферических частиц жидкого металла в результате собственного поверхностного натяжения.

Приемник порошка, выполненный по лабиринтному типу в виде импактора, позволяет отдельно получать металлические порошки с разным гранулометрическим составом без дальнейшего сепарирования.

Предлагаемая установка работает следующим образом.

В отличие от существующих предложенная установка при легкой перенастройке оборудования позволяет получать мелкодисперсные порошки металлов гранулометрического состава из диапазона $0,5 \div 100$ мкм без последующего их сепарирования, обеспечивая при этом их сферическую форму.

Кроме того, установку можно использовать как в промышленном производстве металлических порошков, так и в лабораторных условиях для прототипирования и отработки конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров создаваемых изделий, а также для получения небольших партий порошков разных металлов и сплавов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Экспериментальное** аддитивное прямое производство с помощью лазера / И. Ю. Смуров, И. А. Мовчан, И. А. Ядройцев и др. // Вестник МГТУ "Станкин". 2012. № 2 (20). С. 48–50.
2. **Электронный** ресурс: <http://www.abercade.ru/research/industrynews/5570.html>
3. **Электронный** ресурс: <http://rareearth.ru/ru/pub/20160920/02905.html>
4. **Ультрадисперсные** и наноразмерные порошки: создание, строение, производство и применение: Монография / Ю. А. Бирюков, В. М. Бузник, Г. Е. Дунаевский и др.; Под ред. В. М. Бузника. Томск: Изд-во НТЛ, 2009. 192 с.

Д. Ю. БЕЛАН, канд. техн. наук, Г. Б. ТОДЕР, канд. физ.-мат. наук, К. В. АВЕРКОВ, канд. техн. наук (Омский ГУПС), Ю. В. ТИТОВ (Омский ГТУ), e-mail: tyrin-88@mail.ru

Пластическое деформирование пластин коллектора при ремонте электродвигателя

Разработан инструмент для выглаживания пластин коллектора электродвигателя. Получена аналитическая зависимость параметра шероховатости обработанной поверхности от усилия со стороны инструмента.

Ключевые слова: тяговый электродвигатель, коллектор, алмазный выглаживатель, поверхностно-пластическая деформация, ремонт, шероховатость.

A tool was developed for smoothing the plates of an electric motor collector. An analytical dependence of the roughness parameter of the machined surface on the force applied to the tool is obtained.

Keywords: traction electric motor, collector, diamond burnishing tool, surface-plastic deformation, repair, roughness.

Известно, что конструктивная прочность электрической машины постоянного тока (ЭМПТ) во многом определяется структурой и свойствами поверхностного слоя коллектора, а надежность работы ЭМПТ в значительной степени зависит от характеристик рабочей поверхности медных пластин коллектора [1]. В свою очередь, эти характеристики зависят от качества обработки поверхности при изготовлении и ремонте ЭМПТ, особенно от чистовой обработки, формирующей поверхностный слой коллектора, который определяет надежность и долговечность элементов коллекторно-щеточного узла (КЩУ). В частности, механическая устойчивость скользящего контакта в условиях коммутации ЭМПТ определяется состоянием элементов КЩУ. Следовательно, рабочая поверхность коллектора должна иметь правильную цилиндрическую форму и небольшую шероховатость, величина которой строго регламентируется [1, 2] после каждого технологического этапа и служит критерием ее качества.

Кроме шлифования рабочей поверхности в базовом технологическом процессе [1] в качестве отделочной (чистой) обработки коллектора ЭМПТ применяют полирование. Специфика этих операций приводит к тому, что частички абразивных материалов остаются в поверхностном слое меди и при работе КЩУ царапают зеркало щетки, что приводит к быстрому изнашиванию поверхностного слоя коллектора тягового электродвигателя (ТЭД). В результате уменьшается срок эксплуатации КЩУ и увеличиваются материальные и трудо-

вые затраты на восстановление работоспособности ЭМПТ. Поэтому целесообразно внедрение в базовую технологию ремонта более совершенных методов чистовой обработки коллектора ТЭД.

Простым и эффективным способом отделочно-упрочняющей обработки рабочих поверхностей деталей является алмазное выглаживание [3]. Поэтому авторы работ [3, 4] спроектировали технологическое оборудование и специальный инструмент и провели экспериментальное алмазное выглаживание поверхности коллекторных пластин, по результатам которого предложили усовершенствовать технологию ремонта ЭМПТ ТЭД, заменив шлифование и полирование алмазным выглаживанием.

Известно, что алмазное выглаживание — один из видов чистовой упрочняющей обработки — поверхностно-пластическое деформирование (ППД) поверхностей деталей. Особенности, преимущества и недостатки разных схем и способов ППД детально описаны в работах [3, 5]. При ППД вследствие обработки детали давлением (без снятия стружки) пластически деформируется только ее поверхностный слой. Деформирующие элементы при алмазном выглаживании изготавливаются из материала, имеющего высокую твердость и небольшую склонность к схватыванию с обрабатываемым материалом, и работают по схеме скольжения [3]. Согласно современным исследованиям размеры очагов и интенсивность пластической деформации поверхностного слоя при ППД зависят как от технологических факторов обработки (силы, формы и размеров деформирующего элемента, подачи), так и от физико-механических и эксплуатационных свойств обрабатываемого материала (шероховатости поверхности, овальности, смещения геометрического центра, появления выступающих групп пластин коллектора ТЭД и др.). В настоящее время установлено [6, 7], что для различных металлов, сплавов и неметаллических материалов при определенных режимах обработки в определенном диапазоне значений в результате пластической деформации значительно уменьшается шероховатость и увеличивается твердость поверхности.

При правильно подобранных режимах обработки ППД, в частности при алмазном выглаживании, в несколько раз повышаются долговечность и другие эксплуатационные свойства деталей [6, 7]. Кро-

ме того, при выглаживании сам алмаз практически не деформируется [8], поэтому экономическая целесообразность внедрения алмазного выглаживания обусловлена увеличением срока эксплуатации не только обработанных деталей, но и обрабатывающих инструментов.

В настоящее время риски внедрения алмазного выглаживания в базовый технологический процесс изготовления и ремонта ЭМПТ обусловлены следующими факторами.

1. Инженерно-технические факторы: основная конструкционная особенность коллектора ТЭД — прерывистая пластинчатая структура, поэтому при обработке его поверхности, с одной стороны, используемый инструмент подвергается ударной нагрузке с разных сторон, с другой стороны, высока вероятность случайного воздействия инструмента на участок поверхности, не требующий обработки.

2. Экономико-географические факторы: высокие материальные и трудовые затраты на производство новых станков и инструментов, необходимых для переоборудования многочисленных депо на территории России, увеличивают время окупаемости рассматриваемой инновации, поэтому экономическая эффективность должна проявиться и рассчитываться лишь в долгосрочной перспективе.

3. Физико-технические факторы: согласно результатам исследований при ППД медных поверхностей трудно обеспечить эксплуатационные свойства поверхности, что объясняется специфической структурой кристаллической решетки и другими физическими и химическими свойствами меди [5]. Поэтому прежде чем внедрять алмазное выглаживание в технологические процессы ремонта и изготовления ЭМПТ, необходимо экспериментально определить режимы обработки, обеспечивающие формирование и устойчивость требуемых эксплуатационных свойств поверхности.

Таким образом, повышение эффективности эксплуатации подвижного состава железных дорог внедрением в базовый технологический процесс ремонта и изготовления ЭМПТ алмазного выглаживания рабочей поверхности коллекторных пластин, как эффективного современного метода ППД, приводят к необходимости исследований, направленных на снижение перечисленных факторов риска.

По результатам экспериментальных исследований спроектировали установку для выглаживания [9] и устройство для ППД [10] рабочей поверхности коллекторов электрических машин, а также изготовили специальный инструмент — алмазный выглаживатель [3, 5]. В ходе эксперимента алмазное выглаживание коллектора ТЭД выполняли на нестандартном оборудовании, изготовленном на базе токарно-винторезного станка. При проектировании инструмента учитывали: конструктивную особенность рабочей поверхности коллектора; осо-

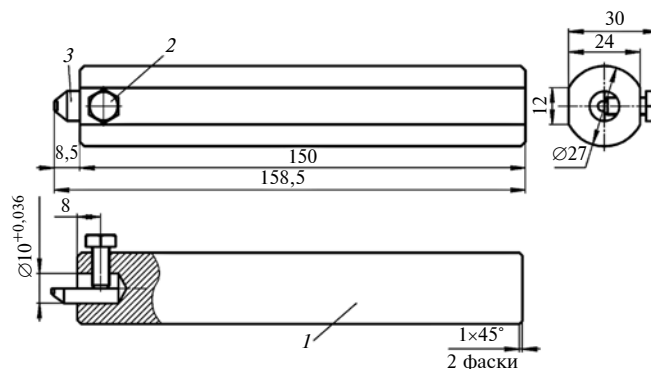


Рис. 1. Спроектированный специальный инструмент для упрочнения поверхностного слоя:

1 — державка; 2 — прижимной болт; 3 — алмазный выглаживатель

бенности алмазного выглаживания; физико-механические свойства алмазного индентора и медной поверхности коллектора и особенности их взаимодействия (в частности, характер трения [11]); требования, предъявляемые к рабочей поверхности коллектора ТЭД после чистовой обработки [1].

Спроектированный инструмент состоит из двух частей (рис. 1): алмаза (эльбор), закрепленного в жесткой оправке, и оправки под выглаживатель, представляющей собой стальной пруток круглого сечения с двумя параллельно отфрезерованными поверхностями для более жесткого закрепления в резцедержателе. В торце оправки выполнено отверстие $\varnothing 10$ мм для установки и закрепления выглаживателя с помощью прижимного болта, расположенного перпендикулярно к горизонтальной оси отверстия. Так как рабочая (выглаживающая) поверхность инструмента по форме близка к цилиндрической и имеет небольшой радиус скругления (порядка $1 \div 1,5$ мм), фактическая площадь контакта индентора с обрабатываемой поверхностью незначительна.

В результате при нормальных силах, действующих со стороны инструмента на обрабатываемую поверхность, создаются высокие контактные давления, необходимые для пластической деформации. Это позволяет, с одной стороны, избежать шелушения и других нежелательных последствий, наблюдаемых на обработанной поверхности, с другой стороны, обеспечивает режим обработки, формирующий поверхность с устойчивыми высокими эксплуатационными свойствами [5].

Сила нормального давления при экспериментальном алмазном выглаживании варьировалась от 0 до 245 Н. Известно [11, 12], что воздействия порядка 300 Н и выше приводят к необратимому разрушению поверхности — шелушению, и потому неэффективны.

Одним из наиболее важных параметров, влияющим на эксплуатационные показатели работы подвижного состава и зависящим от правильно подоб-

ранного режима обработки, является шероховатость рабочей поверхности коллектора ТЭД.

Экспериментальное алмазное выглаживание поверхности коллектора ТЭД выполняли на нестандартном оборудовании, изготовленном на базе токарно-винторезного станка. После выглаживания получили шероховатость рабочей поверхности коллектора ЭМПТ порядка $0,16 \div 0,025$ мкм, микротвердость повысилась на $25 \div 30$ %, поверхность коллектора приобрела характерный зеркальный блеск [8]. Эксплуатационные свойства такой рабочей поверхности коллектора удовлетворяют требованиям, предъявляемым к поверхности коллектора ЭМПТ ТЭД после чистовой обработки при базовом технологическом процессе ремонта.

Шероховатость обработанной поверхности определяли с помощью профилометра в лаборатории Омского ГУПС при разной нормальной силе. Кривая 2 на рис. 2 представляет экспериментальную зависимость Ra_2 от P , полученную при обработке медной поверхности коллектора алмазным выглаживанием. Отметим, что эта кривая подобна кривым $Ra(P)$ для мягких материалов, представленным в работе [11]. Наиболее близкой к экспериментальной зависимости оказалась математическая модель, в которой аналитическая зависимость $Ra_1(P)$ (в исследуемом интервале силы нормального давления) имеет вид:

$$Ra_1(P) = L \left(\exp^{-\alpha P} + \frac{1}{K + \beta P} \right), \quad (1)$$

где Ra_1 — шероховатость; P — сила давления при ППД (сила давления алмазной головки при алмазном выглаживании); L , K , α , β — параметры модели (коэффициенты).

После расчета этих коэффициентов на основании экспериментальных данных получили: $L = 2,962$ мкм; $\alpha = 0,427 \cdot 9,8 \text{ Н}^{-1}$; $K = 12,43$; $\beta = -0,023 \cdot 9,8 \text{ Н}^{-1}$. Зависимость (1) с указанными

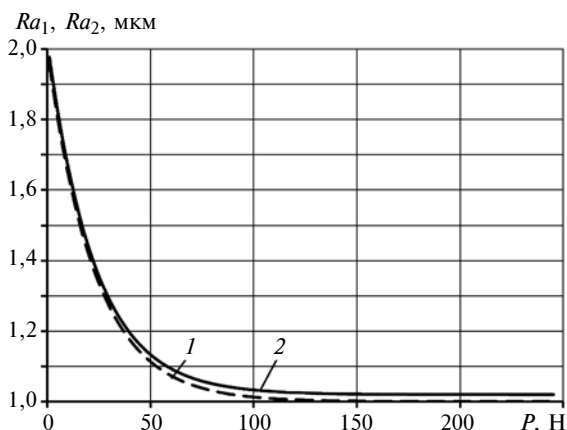


Рис. 2. Результаты исследований обработки медной поверхности коллектора алмазным выглаживанием:

1 — аналитическая зависимость $Ra_1(P)$, построенная на основании экспериментальной; 2 — экспериментальная зависимость $Ra_2(P)$

значениями коэффициентов представлена на рис. 2 кривой 1. Видно, что данная зависимость воспроизводит экспериментальную кривую с точностью до 98 %.

Анализ правой части формулы (1) показал, что в рассматриваемом диапазоне сил нормального давления на шероховатость поверхности основное влияние оказывают два физических явления:

при относительно небольшой силе (от 0 до 39,2 Н) основным является уменьшение шероховатости при увеличении силы согласно зависимости, близкой к обратно пропорциональной, описываемой вторым слагаемым в правой части выражения (1);

при относительно большой силе (78,4 ÷ 245 Н) наблюдается экспоненциальное уменьшение шероховатости с увеличением нормальной силы, описываемое первым слагаемым в правой части выражения (1).

В интервале значений силы (39,2 ÷ 78,4 Н) оба явления приблизительно одинаково влияют на шероховатость поверхности.

Таким образом, в настоящей работе на основании результатов исследований показана возможность внедрения ППД поверхности коллектора электрической машины в базовые технологические процессы изготовления и ремонта ТЭД. В частности:

1) приведены конструкционные характеристики специально спроектированного инструмента для алмазного выглаживания поверхности пластин медного коллектора ТЭД;

2) получены экспериментальные измерения шероховатости поверхности, обработанной спроектированным инструментом, при выбранном режиме обработки, при котором исследуемая поверхность приобретает требуемые для длительной эксплуатации свойства;

3) построена экспериментальная зависимость шероховатости медной поверхности коллектора от силы нормального давления в указанном режиме алмазного выглаживания. Совпадение полученной зависимости с аналогичными зависимостями для обрабатываемых поверхностей материалов, эффективность алмазного выглаживания которых общепризнана, подтверждает предположение о возможности внедрения алмазного выглаживания поверхности коллектора в базовые технологические процессы изготовления и ремонта ТЭД;

4) предложена математическая модель, качественно описывающая наблюдавшуюся в эксперименте зависимость шероховатости выглаженной поверхности от силы нормального давления инструмента на нее;

5) в рамках предложенной модели рассчитаны значения параметров, при которых график аналитически найденной зависимости наиболее близок к кривой, построенной по данным эксперимента;

б) в данной модели установлены два типа физических явлений, определяющих шероховатость поверхности и их природу, что требует дальнейших теоретических и экспериментальных исследований.

В связи со сказанным, установление сущности, а также выявление и учет факторов, от которых зависят эти явления, способны оптимизировать режим чистовой обработки поверхности пластин коллектора для внедрения алмазного выглаживания в базовые технологические процессы изготовления и ремонта ТЭД.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Правила** ремонта электрических машин электроподвижного состава. (В ред. Указаний МПС России от 17.12.1996 № Н-1110у и от 15.12.1997 г. № К-1426у) Приложение 2. Нормы допусков и износов тяговых электродвигателей электровозов. М.: МПС России, 1997. 48 с.
2. **Электровозы** ВЛ10 и ВЛ10У. Руководство по эксплуатации / Под ред. О. А. Кикнадзе. М.: Машиностроение, 1981. 519 с.
3. **Применение** поверхностного пластического деформирования в технологическом процессе ремонта электрических машин постоянного тока / Д. Ю. Белан, А. О. Отраднова, К. Б. Хасеинов и др. // Матер. I Междунар. науч.-практ. конф. "Безопасность и проектирование конструкций в машиностроении и строительстве". Курск: Юго-Западный ГУ, 2013. С. 66—70.

4. **Белан Д. Ю., Казадаев М. В., Винтенко Р. В.** Разработка технологии и технологической оснастки для пластического деформирования рабочей поверхности коллекторов электрических машин // Теория и практика успеха: Сб. III Всеросс. конф., аккредитованной по программе "У. М. Н. И. К.". Омск: Омский ГУ им. Ф. М. Достоевского, 2015. С. 138—141.

5. **Обоснование** выбора режимов обработки для операции алмазного выглаживания коллекторов электрических машин / Д. Ю. Белан, Д. А. Петухов, В. В. Дюндин и др. // Матер. науч.-практ. конф. "Инновационные проекты и технологии в образовании, промышленности и на транспорте". Омск: Омский ГУПС, 2014. С. 340—345.

6. **Баладин В. М., Гурьев А. В.** Влияние поверхностного пластического деформирования на износостойкость нормализованной стали // Труды Волгоградского политехнического института. 1975. № 7. С. 9—17.

7. **Вейцман М. Г., Вайнштейн В. Г.** Упрочнение титановых сплавов поверхностным пластическим деформированием // Вестник машиностроения. 1975. № 9. С. 73—75.

8. **Дубенко В. В.** Обработка деталей алмазным выглаживанием // Машиностроитель. 1974. № 34. С. 36, 37.

9. **Пат. 133457 Рос. Федерация:** МПК В24В39/04, В23Р9/02. Установка для выглаживания рабочей поверхности коллектора электрической машины.

10. **Пат. 150479 Рос. Федерация:** МПК В23Q 15/22. Устройство для пластического деформирования рабочей поверхности коллекторов электрических машин.

11. **Торбило В. М.** Алмазное выглаживание. М.: Машиностроение, 1972. 105 с.

12. **Головань А. Я., Грановский Э. Г., Машков В. Н.** Алмазное точение и выглаживание. М.: Машиностроение, 1976. 32 с.

УДК 621.9.011

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-5-82-86

А. Н. ШВЕЦОВ, Д. Л. СКУРАТОВ, д-р техн. наук (Самарский НИУ им. академика С. П. Королева),
e-mail: shvecovalexey@yandex.ru, skuratov.sd156@yandex.ru

Влияние параметров алмазного выглаживания на состояние обработанного поверхностного слоя заготовок из высокопрочной стали 30ХГСН2А-ВД

Рассматривается влияние силы выглаживания, радиуса инструмента, скорости обработки и подачи на распределение окружных и осевых остаточных напряжений, микротвердость и глубину деформационного упрочнения в поверхностном слое при обработке стали 30ХГСН2А-ВД синтетическим алмазом АСБ-1. Приводятся эмпирические зависимости, определяющие эти параметры.

Ключевые слова: алмазное выглаживание, глубина деформационного упрочнения, окружные остаточные напряжения, осевые остаточные напряжения, микротвердость.

The influence of the burnishing force, tool radius, processing speed and feed on the distribution of circumferential and axial residual stresses, microhardness and the depth of strain hardening in the surface layer when processing of "30ХГСН2А-ВД" steel with synthetic diamond "АСБ-1" is considered. Empirical dependencies determining these parameters are given.

Keywords: diamond burnishing, strain hardening depth, circumferential residual stresses, axial residual stresses, microhardness.

Многие детали газотурбинных двигателей (ГТД) и авиационных агрегатов, например взлетно-посадочных устройств, испытывают сложное нагружение крутящими и изгибающими моментами, осевыми силами и т. д. На эксплуатационные характеристики данных деталей и изделий в значительной мере влияют остаточные напряжения, а также деформационное упрочнение поверхностного слоя. Известно, что формируемые в поверхностном слое сжимающие остаточные напряжения, а также создаваемое деформационное упрочнение, зависящее от материала детали и условий ее эксплуатации, повышают сопротивление усталости [1, 2].

Данную задачу можно решить рациональным выбором упрочняющего метода обработки деталей, значительно влияющего на геометрические и физико-механические параметры поверхностного слоя: требуемую шероховатость, степень пластической деформации и остаточные напряжения. Из отделочно-упрочняющих методов обработки хорошо зарекомендовали себя алмазное выглаживание,

обкатывание и раскатывание поверхностей шариковыми и роликовыми инструментами, дорнование, гидро- и пневмодробеструйная обработка и др. [3–6]. Достаточно широкое распространение из данных методов получило алмазное выглаживание [7, 8], что обусловлено его простотой и обеспечением требуемых характеристик поверхностного слоя деталей. Этот метод применяется при изготовлении многих деталей взлетно-посадочных устройств, часть которых изготавливается из высокопрочной стали 30ХГСН2А-ВД.

Для исследования влияния таких параметров алмазного выглаживания, как его сила и скорость, подача и радиус сферы инструмента на величину и знак окружных и осевых остаточных напряжений, а также микротвердость и глубину деформационного упрочнения, провели полный факторный эксперимент (ПЭФ) с матрицей планирования 2^4 .

Окружные остаточные напряжения измеряли на образцах, представляющих собой часть колец, вырезанных из колец-образцов, изготовленных из поршня стойки шасси самолета, выполненного из стали 30ХГСН2А-ВД. Кольца имели наружный диаметр 180 мм, внутренний диаметр 172 мм, ширину 10 мм и исходную шероховатость $Ra = 0,4$ мкм. Выглаживание колец осуществляли на токарно-винторезном станке 1А616П.

Осевые остаточные напряжения измеряли на образцах, представляющих собой полоски длиной 50 мм, шириной 10 мм и толщиной 5 мм, которые вырезали из предварительно выглаженных колец шириной 50 мм.

Распределение микротвердости исследовали в поверхностном слое таких же образцов, как и для определения окружных остаточных напряжений. Для определения микротвердости по глубине поверхностного слоя использовали метод косых срезов (шлифов), которые получали заливкой образцов (части колец) эпоксидной смолой в кольца с последующей притиркой и доводкой их на притирочной машине. Для исследований использовали выглаживающий инструмент с индентором из синтетического алмаза АСБ-1. Уровни варьирования параметров выглаживания приведены в таблице.

Для определения остаточных напряжений в образцах-кольцах и образцах-полосках использовали метод Н. Н. Давиденкова [9], заключающийся в

Параметры	Значение параметра для уровня ПФЭ			Интервал варьирования параметра
	верхнего	основного	нижнего	
Сила выглаживания P_y , Н	250	150	50	100
Радиус индентора $R_{сф}$, мм	2,5	2	1,5	0,5
Подача S_0 , мм/об	0,091	0,064	0,037	0,027
Скорость v , м/мин	126,7	83,4	40,1	43,3

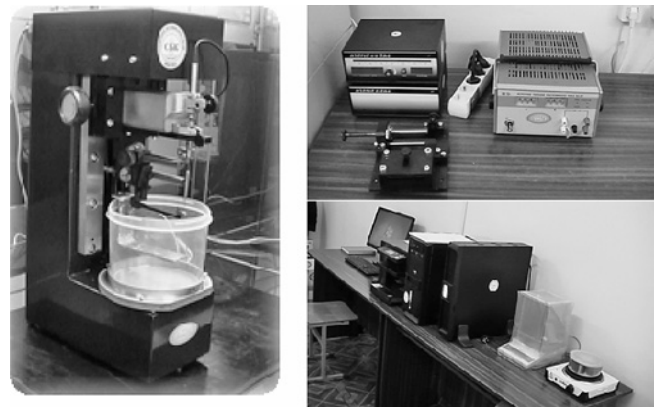


Рис. 1. Установка АСБ-1 для определения остаточных напряжений

послойном удалении (стравливании) слоев материала. В общем случае в тонкостенных цилиндрах имеет место трехосное напряженное состояние. Однако отметим, что радиальная составляющая напряжений невелика и не оказывает значительного влияния на качество поверхностного слоя, поэтому условно считаем, что в поверхностном слое имеет место двухосное напряженное состояние.

Окружные сжимающие остаточные напряжения определяли на автоматизированной установке АСБ-1 (рис. 1). Для исследования распределения микротвердости по глубине поверхностного слоя образцов использовали микротвердомер ПМТ-3. Результаты исследования окружных и осевых остаточных напряжений при алмазном выглаживании образцов из высокопрочной стали 30ХГСН2А-ВД приведены соответственно на рис. 2, I, II и 3, I, II.

С увеличением силы выглаживания P_y с 50 до 250 Н при уровнях варьирования параметров, приведенных в таблице, на $31,6 \div 36,7$ % увеличивается максимум сжимающих окружных остаточных напряжений и на $331 \div 428$ % смещение его расположения в глубь поверхностного слоя (см. рис. 2, I, II). Сжимающие осевые остаточных напряжений при этом возрастают на $14,9 \div 64,7$ % (см. рис. 3, I, II).

Уменьшение радиуса $R_{сф}$ сферы алмазного индентора с 2,5 до 1,5 мм при силе выглаживания соответственно 50 и 250 Н, подаче 0,037 и 0,091 мм/об и скорости выглаживания 40,1 и 126,7 м/мин приводит к увеличению максимальных сжимающих окружных остаточных напряжений на $18,8 \div 23,5$ %. При этом максимум залегания смещается в глубь поверхностного слоя на $3,3 \div 26,7$ % (см. рис. 2, I, II). Сжимающие осевые остаточные напряжения с уменьшением радиуса $R_{сф}$ с 2,5 до 1,5 мм увеличиваются на $23,7 \div 43,9$ % (см. рис. 3, I, II).

При уменьшении продольной подачи S_0 с 0,091 до 0,037 мм/об максимум сжимающих окружных остаточных напряжений увеличивается на $13,7 \div 14$ % и смещается в глубь поверхностного слоя на $38,9 \div 46,2$ % (см. рис. 2, I, II). Осевые сжимающие остаточные напряжения с уменьшением продольной подачи увеличиваются на $14 \div 37,2$ %, а не умень-

шаются как, например, при обработке жаропрочной деформируемой стали ЭП517-Ш [10]. Такая особенность формирования осевых остаточных напряжений связана, по-видимому, с иными физико-механическими свойствами стали 30ХГСН2А-ВД — значительно большими твердостью и прочностью по сравнению со сталью ЭП517-Ш.

С увеличением скорости v выглаживания с 40,1 до 126,7 м/мин наблюдается снижение на $9,1 \div 9,6$ % максимума сжимающих окружных остаточных напряжений и на $13,2 \div 18,4$ % глубины его расположения в поверхностном слое (см. рис. 2, I, II), и, в основном, уменьшение максимума сжимающих осевых остаточных напряжений до 23,9 % (см.

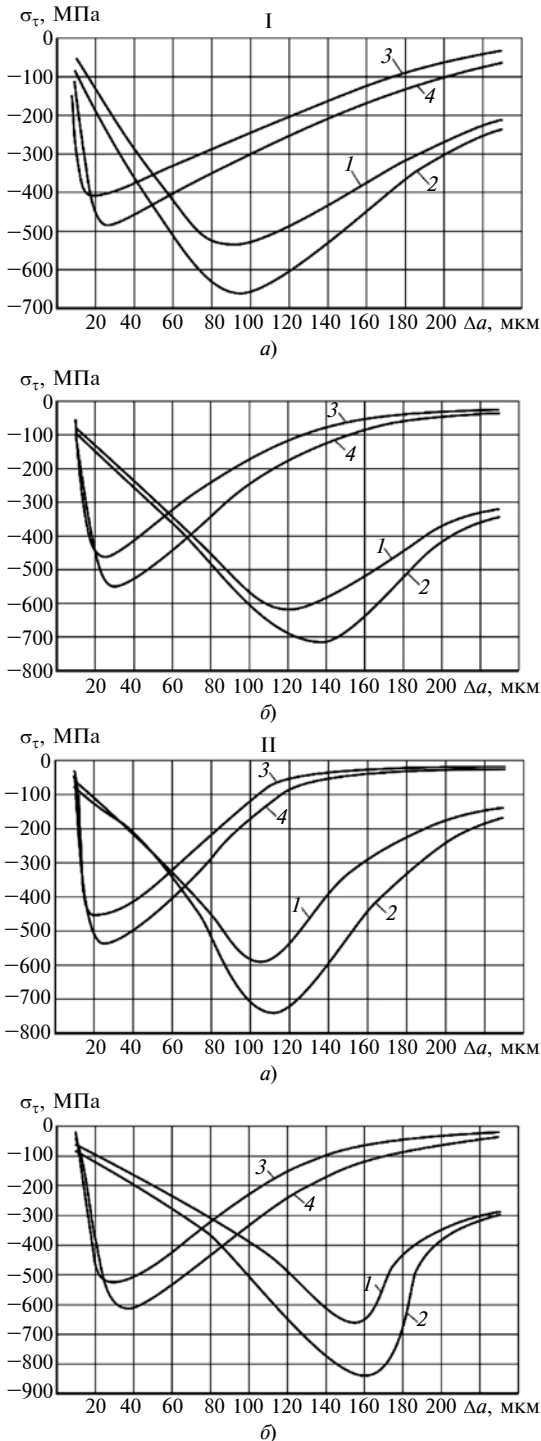


Рис. 2. Эпюры окружных остаточных напряжений при выглаживании с продольной подачей $S_0 = 0,091$ (а) и $0,037$ мм/об (б) при скорости $v = 126,7$ м/мин (I) и $v = 40,1$ м/мин (II): 1 — $P_y = 250$ Н, $R_{сф} = 2,5$ мм; 2 — $P_y = 250$ Н, $R_{сф} = 1,5$ мм; 3 — $P_y = 50$ Н, $R_{сф} = 2,5$ мм; 4 — $P_y = 50$ Н, $R_{сф} = 1,5$ мм

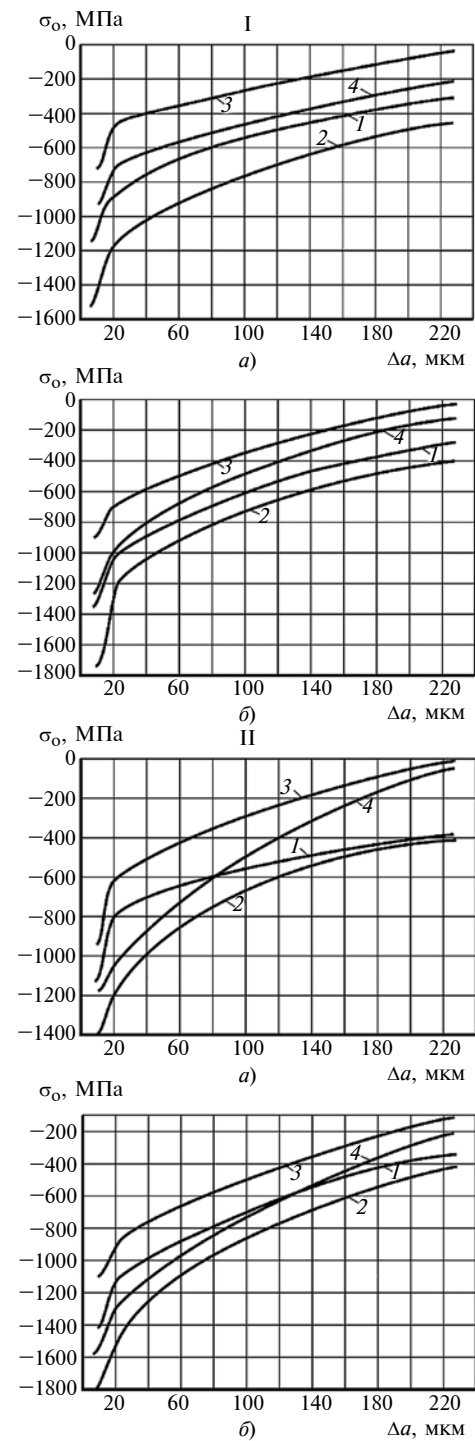


Рис. 3. Эпюры осевых остаточных напряжений при выглаживании с продольной подачей $S_0 = 0,091$ (а) и $0,037$ мм/об (б) при скорости $v = 126,7$ м/мин (I) и $v = 40,1$ м/мин (II): 1 — $P_y = 250$ Н, $R_{сф} = 2,5$ мм; 2 — $P_y = 250$ Н, $R_{сф} = 1,5$ мм; 3 — $P_y = 50$ Н, $R_{сф} = 2,5$ мм; 4 — $P_y = 50$ Н, $R_{сф} = 1,5$ мм

рис. 3, I, II). Основными причинами уменьшения остаточных напряжений являются, по-видимому, некоторые структурные изменения в поверхностном слое в связи с увеличением скорости выглаживания и, следовательно, температуры в зоне контакта индентора с образцами. Это в определенной мере подтверждается снижением микротвердости поверхностного слоя, о чем свидетельствуют приведенные далее результаты исследования микротвердости.

Для образцов из высокопрочной стали 30ХГСН2А-ВД получили эмпирические зависимости, связывающие максимальные сжимающие окружные остаточные напряжения ($\sigma_{\tau\max}^*$) и глубину (a) их залегания, а также максимальные осевые остаточные напряжения ($\sigma_{o\max}^*$) с параметрами процесса алмазного выглаживания:

$$\sigma_{\tau\max}^* = 308 S_0^{-0,145} P_y^{0,183} R_{cф}^{-0,377} v^{-0,087}; \quad (1)$$

$$a = 0,42 S_0^{-0,4} P_y^{0,964} R_{cф}^{-0,225} v^{-0,143}; \quad (2)$$

$$\sigma_{o\max}^* = 577 S_0^{-0,245} P_y^{0,188} R_{cф}^{-0,533} v^{-0,099}; \quad (3)$$

где $\sigma_{\tau\max}^* = \sigma_{\tau\max} - \mu\sigma_{o\max}$; $\sigma_{o\max}^* = \sigma_{o\max} - \mu\sigma_{\tau\max}$; $\sigma_{\tau\max}^*$ — измеренные максимальные окружные остаточные напряжения, МПа; $\sigma_{o\max}^*$ — измеренные максимальные осевые остаточные напряжения, МПа; $\sigma_{\tau\max}$, $\sigma_{o\max}$ — максимальные напряжения в изучаемой области до вырезки образцов, МПа.

Полученные эмпирические зависимости проверили на точность и адекватность. Сопоставление расчетных данных по зависимостям (1)–(3) и данных натуральных экспериментов показало, что погрешности максимума сжимающих окружных остаточных напряжений и глубины его залегания составили соответственно 3,5 и 9,9 %. Погрешность расчетных максимальных осевых остаточных напряжений не превысила 11,9 %.

Результаты исследования влияния указанных параметров алмазного выглаживания на микротвердость поверхностного слоя при обработке закаленной высокопрочной стали 30ХГСН2А-ВД приведены на рис. 4, I, II. Видно, что степень деформационного упрочнения ΔH_μ данной стали, определяемая по формуле

$$\Delta H_\mu = \frac{H_{\mu\max} - H_{\mu\text{исх}}}{H_{\mu\text{исх}}} \cdot 100 \%$$

(где $H_{\mu\max}$ — максимальная микротвердость, МПа; $H_{\mu\text{исх}}$ — микротвердость ненаклепанного материала, МПа), при условиях алмазного выглаживания, представленных на рис. 4, I, II, изменяется от 12 до 44 %.

Увеличение силы выглаживания с 50 до 250 Н при радиусах $R_{cф} = 1,5$ и 2,5 мм, подачах $S_0 = 0,037$ и 0,091 мм/об и скоростях $v = 40,1$ и 126,7 м/мин приводит к небольшому увеличению (на 1,2÷5,4 %) микротвердости H_μ поверхностного слоя и значительному увеличению (на 73,5÷81 %) глубины a

деформационного упрочнения (см. рис. 4, I и II). Такое изменение параметров состояния поверхностного слоя в зависимости от увеличения силы выглаживания связано, по-видимому, с высокой прочностью и твердостью (после термообработки) стали 30ХГСН2А-ВД. Полученные результаты достаточно хорошо согласуются с данными исследований, приведенными в работах [8, 11].

К деформационному упрочнению поверхностного слоя приводит также уменьшение радиуса сферы индентора с 2,5 до 1,5 мм. При таком изменении радиуса и остальных параметров обработки, указанных на рис. 4, I, II, имеет место повышение микротвердости поверхности на 7,6÷19,3 %. Глубина деформационного упрочнения при этом увеличивается на 11,3÷14,8 %, т. е. при выглаживании закаленной высокопрочной стали 30ХГСН2А-ВД изменение радиуса $R_{cф}$ в указанном ранее диапазо-

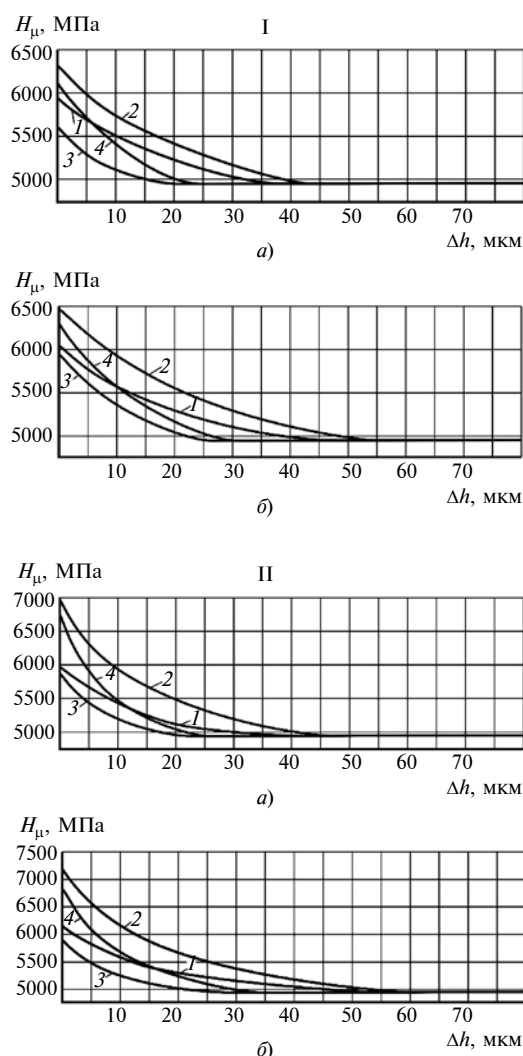


Рис. 4. Распределение микротвердости по глубине поверхностного слоя при выглаживании с продольной подачей $S_0 = 0,091$ (а) и 0,037 мм/об (б) при скорости $v = 126,7$ м/мин (I) и $v = 40,1$ м/мин (II):

1 — $P_y = 250$ Н, $R_{cф} = 2,5$ мм; 2 — $P_y = 250$ Н, $R_{cф} = 1,5$ мм; 3 — $P_y = 50$ Н, $R_{cф} = 2,5$ мм; 4 — $P_y = 50$ Н, $R_{cф} = 1,5$ мм

не оказывает на микротвердость поверхности большее влияние, чем изменение силы P_y в диапазоне от 50 до 250 Н. Аналогичные результаты получены авторами работы [11] при выглаживании закаленных высокопрочных сталей ЭИ643 и 30ХГСНА.

Кроме указанных ранее параметров обработки к повышению деформационного упрочнения стали 30ХГСН2А-ВД приводит уменьшение продольной подачи. Установлено, что при уменьшении подачи с 0,091 до 0,037 мм/об микротвердость поверхности увеличивается на $1,2 \div 6,1$ %, а глубина деформационного упрочнения — на $25,5 \div 30,8$ % (см. рис. 3, I, II). Увеличение кратности приложения нагрузки при выглаживании закаленной высокопрочной стали 30ХГСН2А-ВД существенно не влияет на повышение микротвердости поверхности по сравнению, например, с выглаживанием жаропрочной деформируемой стали ЭП517-Ш [12].

Повышение скорости обработки с 40,1 до 126,7 м/мин при выглаживании образцов из стали 30ХГСН2А-ВД приводит к снижению микротвердости поверхности до 9,9 % и уменьшению глубины деформационного упрочнения на $6,8 \div 10$ % (см. рис. 4, I, II). Аналогичная картина имела место при выглаживании стали ЭП517-Ш [12]. Снижение микротвердости поверхности и глубины деформационного упрочнения обусловлено, по-видимому, некоторыми структурными изменениями в поверхностном слое. Полученные результаты хорошо согласуются с данными исследования остаточных напряжений, представленных на рис. 2, I, II и 3, I, II.

Таким образом, при выглаживании образцов из закаленной высокопрочной стали 30ХГСН2А-ВД при указанных ранее диапазонах исследуемых параметров процесса наибольшее влияние на микротвердость поверхности оказывают радиус сферы алмазного выглаживателя и скорость обработки, а на глубину деформационного упрочнения — сила выглаживания и подача.

На основании результатов исследования влияния параметров алмазного выглаживания на деформационное состояние обработанной поверхности образцов из стали 30ХГСН2А-ВД получили следующие эмпирические зависимости максимальной микротвердости и глубины упрочнения поверхностного слоя от параметров алмазного выглаживания:

$$H_{\mu} = 7100 S_o^{-0,037} P_y^{0,017} R_{сф}^{-0,28} v^{-0,059}; \quad (4)$$

$$a = 5 S_o^{-0,279} P_y^{0,358} R_{сф}^{-0,25} v^{-0,076}. \quad (5)$$

После сравнения результатов расчета микротвердости поверхности и глубины деформационного упрочнения по зависимостям (4) и (5) и данных натурного эксперимента, приведенных на рис. 4, I, II, установили, что погрешность расчета микротвердости и глубины деформационного упрочнения не превышают соответственно 4,9 и 4,6 %.

Вывод

На основании ПФЭ исследовано влияние силы выглаживания, радиуса сферы алмазного инструмента, продольной подачи и скорости выглаживания на окружные и осевые сжимающие остаточные напряжения, а также на микротвердость и глубину деформационного упрочнения при обработке образцов из закаленной высокопрочной стали 30ХГСН2А-ВД. Установлено, что на окружные и осевые остаточные напряжения наибольшее влияние оказывают сила выглаживания и радиус сферы инструмента, а на смещение максимума окружных остаточных напряжений соответственно — сила выглаживания и подачи. На микротвердость поверхности образцов из указанной стали определяющее влияние при выглаживании оказывают радиус сферы алмазного выглаживателя и скорость обработки, а на глубину деформационного упрочнения — сила выглаживания и величина подачи. По результатам ПФЭ получены эмпирические зависимости, связывающие остаточные напряжения и микротвердость с параметрами процесса алмазного выглаживания стали 30ХГСН2А-ВД.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Резников Н. И. Обработка резанием жаропрочных, высокопрочных и титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1972. 200 с.
2. Кравченко Б. А., Кравченко А. Б. Физические аспекты теории процесса резания металлов. Самара: Самарский ГТУ, 2002. 167 с.
3. Митряев К. Ф. Повышение эксплуатационных свойств деталей путем регулирования состояния поверхностного слоя при механической обработке. Куйбышев: Куйбышев. авиац. ин-т. 1986. 91 с.
4. Одинцов Л. Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: справочник. М.: Машиностроение, 1987. 328 с.
5. Сулима А. М., Шулов В. А., Яговкин Ю. Д. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
6. Slide burnishing-review and prospects / J. T. Maximov, G. V. Duncheva, A. P. Anchev et al. // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2019. V. 104. P. 785—801.
7. Абразивная и алмазная обработка материалов: Справочник / Под ред. А. Н. Резникова. М.: Машиностроение, 1977. 391 с.
8. Торбило В. М. Алмазное выглаживание. М.: Машиностроение, 1972. 105 с.
9. Биргер И. А. Остаточные напряжения. М.: Машгиз, 1963. 232 с.
10. Shvetcov A. N., Skuratov D. L. Evolution of the Residual Stresses Formation from FeC0.15Cr12Ni2 Steel in the Part Surface During the Diamond Smoothing // Procedia Engineering. 2017. V. 176. P. 355—362.
11. Митряев К. Ф., Беляев А. С., Уланов Б. Н. Влияние алмазного выглаживания на качество поверхности и эксплуатационные свойства деталей // Сб. статей "Производительность, качество обработки и надежность в эксплуатации изделий из жаропрочных и титановых сплавов". Куйбышев: КуАИ, 1970. Вып. 43. С. 141—157.
12. Shvetcov A. N., Skuratov D. L. Investigation of Conditions of Processing Influence on Micro-Hardness Distribution in Surface Layer during Diamond Burnishing of Samples of FeC0.15Cr12Ni2 Steel // Key Engineering Materials. 2017. V. 746. P. 290—295.

А. А. КОСЫХ, А. И. РУБАХИН, канд. техн. наук (ПАО "Новолипецкий металлургический комбинат"),
e-mail: kosyh_aa@nlmk.com, e-mail: rubahin_ai@nlmk.com

Машиностроительные активы в системе технического обслуживания и ремонта оборудования компании "Группа НЛМК"

На примере Ремонтного управления компании «Группа НЛМК» показаны преимущества металлургических предприятий, имеющих собственные машиностроительные активы. Приведены результаты по освоению новой продукции, технологий ремонта и восстановления оборудования и запасных частей для металлургических и горнодобывающих предприятий. Представлены основные направления в повышении эффективности производства.

Ключевые слова: технологическое оборудование, ремонт, восстановление, эффективность, производственный процесс, техническое обслуживание.

The example of the Repair Department of NLMK Group shows the advantages of metallurgical enterprises with their own engineering assets. The results on the development of new products, repair and restoration technologies for equipment and spare parts for metallurgical and mining enterprises are presented. The main directions in increasing production effectiveness are presented.

Keywords: technological equipment, repair, restoration, effectiveness, production process, maintenance.

Успешное развитие любого предприятия в условиях рыночных отношений невозможно без организации системной работы над повышением конкурентоспособности выпускаемой продукции. Одними из ключевых факторов, определяющих конкурентоспособность продукции, являются своевременная модернизация оборудования и технологий, а также эффективность выстроенной системы технического обслуживания и ремонтов (ТОиР). В современных реалиях необходимо учитывать и политические факторы (ограничения на поставку импортного оборудования, запасных частей, комплектующих и т. д.).

В сложившихся условиях отечественные металлургические предприятия, в составе которых есть машиностроительные активы, имеют ряд важных преимуществ в обеспечении эффективной эксплуатации, модернизации и ТОиР оборудования. Исходя из опыта работы НЛМК, наиболее очевидными являются:

возможность незамедлительного изготовления или ремонта деталей и узлов в случае инцидента или внеплановой остановки металлургического агрегата

(данная услуга недоступна на рынке изделий машиностроения);

возможность срочного изготовления узлов или деталей в случае организационных и технических проблем в реализации проектов по модернизации металлургических агрегатов, инвестиционных проектов, так как на рынке изделий срочное изготовление деталей доступно частично и со значительной наценкой за срочность;

снижение затрат на закупку запасных частей за счет использования ремонтно-восстановительных технологий (РВТ) и их изготовления без коммерческой наценки (услуги РВТ на рынке изделий для большинства видов деталей и узлов недоступны).

Кроме того, предприятия, имеющие машиностроительные активы, располагают набором действенных инструментов для повышения своей эффективности, например, они могут целенаправленно заниматься улучшением конструкций отдельных деталей в "узких" местах, выявленных при эксплуатации агрегатов; имеют возможность корректировать сроки изготовления запасных частей в зависимости от текущей производственной ситуации и т. д.

Примером действенной синергии металлургии и машиностроения является один из лидеров российской экономики — группа компаний НЛМК. Липецкая площадка НЛМК имеет в своем составе подразделение, реализующее полный цикл машиностроительного производства, — Ремонтное управление (РУ). Деятельность РУ в составе НЛМК в полной мере обеспечивает получение всех заявленных выше эффектов.

В состав РУ входят: фасонно-литейный цех; цех металлических конструкций; основной механосборочный цех с кузнечно-прессовым отделением; механосборочный цех сталеплавильного оборудования с участком электрошлакового переплава; механосборочный цех прокатного оборудования с термическим участком и участком нанесения защитных покрытий.

Основная номенклатура изделий, производимых РУ, — запасные части и узлы для машин и агрегатов металлургического, машиностроительного, энергетического и грузоподъемного оборудования. Также РУ активно реализует ремонтно-восстановительные технологии (РВТ), номенклатура и объемы которых постоянно увеличиваются.



Рис. 1. Заливочный ковш

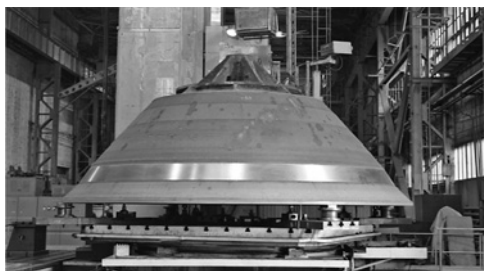


Рис. 2. Конус засыпного аппарата



Рис. 3. Спекательная тележка



Рис. 4. Новая продукция РУ:

а — муфель; б — кузов полувагона; в — ковш сталеразливочный КС-350; г — сталеваз для агрегата печь-ковш

Основное технологическое оборудование цехов РУ: дуговые электропечи емкостью 5 и 25 т; индукционные печи 0,25÷1,0 т; гидравлические ковочные прессы усилием 1250 т; кузнечные молоты усилием 0,25÷5 т; горизонтально-ковочные машины усилием 250 и 400 т; печи электрошлакового переплава 1÷10 т; более 600 металлорежущих станков всех основных групп; парк наплавочных установок для восстановления засыпных аппаратов доменных печей, колесных пар, формирующих роликов моталок стана 2000, роликов УНРС; более 70 единиц специального оборудования для термического упрочнения деталей.

Стратегическое направление деятельности РУ — максимальное обеспечение потребностей производственных подразделений комбината и дочерних предприятий Группы НЛМК оборудованием, запасными частями и материалами собственного производства исходя из экономической целесообразности, эксплуатационной стойкости и необходимых сроков производства.

Ежегодно в РУ осваивается значительное количество новых видов продукции для предприятий группы НЛМК. Например, за последние три года освоены: технология ремонта и восстановления чугуновозных заливочных ковшей для сталеплавильного производства (рис. 1); изготовление узлов засыпного аппарата для доменной печи № 3 (рис. 2); ремонт спекательных тележек для агломерационного производства (рис. 3). Примеры новых видов продукции, освоенных РУ, приведены на рис. 4

В ближайших планах руководства Ремонтного управления НЛМК активизация работы по следующим направлениям:

- повышение уровня цифровизации производства;
- улучшение качества оперативного управления производственными процессами и себестоимостью выпускаемой продукции;

дальнейшее развитие алгоритма Make or buy (покупать или производить) с целью оптимизации затрат на производство запасных частей для ремонтов агрегатов НЛМК.

В рамках реализации заявленных целей внедряются в эксплуатацию два крупных IT проекта — программный модуль формирования цены SAP ERP и MES-система автоматизированного управления производством, что в ближайшем будущем позволит:

- повысить эффективность оперативного планирования и отслеживания производственных процессов по переделам с высоким уровнем прозрачности;

- автоматически рассчитывать себестоимость изделий при изменении цен на материалы и комплектующие, т. е. осуществлять корректное планирование лимитов в бюджете предприятия;

- обеспечить автоматизированный онлайн-контроль сроков выполнения заказов, что приведет к снижению объемов незавершенного производства и запасов на складах;

- применить единый механизм оптимальной загрузки производственных мощностей для цехов-изготовителей с учетом фактического наличия трудовых ресурсов;

- заменить физически и морально устаревшие информационные системы управления и планирования.

Реинжиниринг указанных процессов позволит создать в РУ высокоэффективный механизм управления производством с единой информационной платформой, оптимально решать задачи оперативного планирования с высоким уровнем прозрачности производственных процессов.

Сегодня Ремонтное управление НЛМК — динамично развивающееся машиностроительное производство, которое является незаменимым звеном в системе ТОиР оборудования компании НЛМК.