ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

11

2014

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

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

Адрес редакции:
107076, Москва,
Стромынский пер., 4.
Телефон: 8-(495)-661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

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

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

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул.Клубная, д.4, кв.49.

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Цуканов И. Ю. — Применение универсальной волнообразной функции в плоской задаче оптимизации формы контактирующих поверхностей деталей машин . . . 3

Афонин С. М. — Динамические характеристики многослойных пьезодвигателей нано- и микроперемещений . . . 9

Бурьян Ю. А., Поляков С. Н., Глазкова Е. Ю. — Двухкаскадная система виброизоляции с гидравлическими инерционными преобразователями движения . . . 14

Баранов В. Л., Канунников А. В., Тер-Данилов Р. А. — Вероятностные характеристики распределения высоты регулярного микрорельефа как факторы управления силовыми параметрами в задачах контактной приработки . . . 17

Нижегородов А. И. — Радиально-поршневой насос с фазовым регулированием и знакопеременной подачей . . . 20

Беда А. И. — Влияние частоты вращения вала на демпфирующую силу в щелевом уплотнении центробежного насоса. . . . 24

Шин И. Г., Муминов М. Р., Шодмонкулов З. А. — Аналитические выражения энергетических процессов при ударном поверхностно-пластическом деформировании дробью металлических поверхностей . . . 28

Короткин В. И., Газзаев Д. А. — Моделирование контактного взаимодействия зубьев колес зубчатых передач Новикова . . . 31

Копотилов В. И. — Механизм движения самоходной транспортной машины . . . 36

Расторгуев Г. А. — Дефектация станин металлорежущих станков . . . 41

Набоков В. К. — Гусеница с гибкими шарнирами . . . 46

Шеров А. К., Аликулов Д. Е., Черешка А., Смирнов Ю. М., Шеров К. Т. — Размерный анализ рабочих поверхностей деталей шестеренного насоса . . . 49

Кондаков С. В., Павловская О. О., Горяев Н. К. — Исследование поворота энергоэффективной быстроходной гусеничной машины с интеллектуальной электрической трансмиссией . . . 51

Пермяков В. Б., Савельев С. В., Михеев В. В. — Использование деформативных свойств пневмошин в вибрационных машинах . . . 56

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Вайнер Л. Г., Давыдов В. М., Заев В. В. — Особенности формирования микрогеометрии торцевых поверхностей при двустороннем шлифовании . . . 58

Матлин М. М., Мозгунова А. И., Мосейко В. О., Мосейко В. В., Лебский С. Л. — Определение оптимальных скорости и диаметра дроби при упрочняющей дробеобработке стальных деталей . . . 62

Гасанли Р. К., Намазов С. Н. — Особенности превращения аустенита при обработке высокопрочного чугуна с непрерывным охлаждением . . . 65

Волков Р. Б., Голобоков А. В., Черепахин А. А. — Выбор критериев обрабатываемости материалов . . . 68

Агеева Е. В., Агеев Е. В., Воробьев Е. А. — Рентгеноспектральный микроанализ порошка, полученного из отходов быстрорежущей стали электроэрозионным диспергированием в керосине . . . 71

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

Маслов А. Р. — Повышение точности фрезерования многогранников из титановых сплавов . . . 73

Зубков Н. Н. — Получение подповерхностных полостей деформирующим резанием для интенсификации пузырькового кипения . . . 75

Обработка материалов без снятия стружки

Яковлев С. С., Ларин С. Н., Соболев Я. А., Платонов В. И. — Изотермическое деформирование куполообразных оболочек из высокопрочных анизотропных материалов в режиме ползучести . . . 80

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Расулов Н. М., Надиров У. М., Гусейнов Г. Р. — Связи производственных и эксплуатационных показателей качества изделий . . . 85

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Tsukanov I. Yu. — Application of universal waveform function in plane problem of shape optimization of contact surfaces of machine parts

Afonin S. M. — Dynamic characteristics of multilayer piezomotors of nano- and microdisplacements

Bur'yan Yu. A., Polyakov S. N., Glazkova E. Yu. — Two-spool system of vibration isolation with hydraulic inertia motion transformers

Baranov V. L., Kanunnikov A. V., Ter-Danilov R. A. — Probabilistic characteristics of height distribution of regular microrelief as control factors of force parameters in problems of contact breaking-in

Nizhegorodov A. I. — Radial piston pump with phase regulation and alternating-sign feed mode

Beda A. I. — Influence of shaft rotation frequency on damping force in groove seal of centrifugal pump

Shin I. G., Muminov M. R., Shodmonkulov Z. A. — Analytical expressions for energy processes at impact surface plastic deformation by shot peening of metal surfaces

Korotkin V. I., Gazzaev D. A. — Modeling of contact interaction of gear teeth in Novikov's gears

Kopotilov V. I. — Mechanism of movement of self-propelled transport vehicle

Rastorguev G. A. — Fault detection of body of metal cutting machines

Nabokov V. K. — Caterpillar with living hinge

Sherov A. K., Alikulov D. E., Chereshka A., Smirnov Yu. M., Sherov K. T. — Dimensional analysis of working surfaces of gear pump parts

Kondakov S. V., Pavlovskaya O. O., Goryaev N. K. — Research of pivot of energy-efficient high-speed tracked vehicle with intellectual electric transmission

Permyakov V. B., Savel'yev S. V., Mikheev V. V. — Application of deformation properties of pneumatics in vibration machines

MANUFACTURING ENGINEERING

Vainer L. G., Davydov V. M., Zaev V. V. — Features of microgeometry generation of face surfaces at two-sided grinding

Matlin M. M., Mozgunova A. I., Moseyko V. O., Moseyko V. V., Lebskiy S. L. — Determination of optimal speeds and diameters of shots at strengthening shot peening of steel parts

Gasanli R. K., Namazov S. N. — Features of austenite transformation at processing of high-strength iron with continuous cooling

Volkov R. B., Golobokov A. V., Cherepakhin A. A. — Selection of criteria of materials machinability

Ageeva E. V., Ageev E. V., Vorob'ev E. A. — Microanalysis powder obtained from speed steel waste electroerosive dispergirovaniem kerosene

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

Maslov A. R. — Increase of accuracy of milling of polyhedrons from titanium alloys

Zubkov N. N. — Obtaining of subsurface cavities by deforming cutting for enhancement of bubble boiling

Chipless processing of materials

Yakovlev S. S., Larin S. N., Sobolev Ya. A., Platonov V. I. — Isothermal deforming of dome-shaped shells from high-strength anisotropic materials in creep mode

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Rasulov N. M., Nadirov U. M., Guseynov G. R. — Relations between production and operating indicators of products quality

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

Сдано в набор 05.09.2014. Подписано в печать 14.10.2014.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2014

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 531:517.589:62-2

И. Ю. ЦУКАНОВ, канд. техн. наук (ИМАШ РАН им. А. А. Благонравова), e-mail: ivan.yu.tsukanov@gmail.com

Применение универсальной волнообразной функции в плоской задаче оптимизации формы контактирующих поверхностей деталей машин

Рассмотрена задача упругого контакта криволинейной поверхности с переменной формой и плоской поверхности без учета трения с использованием специальной периодической функции, описывающей волнистую поверхность, и уравнений плоских периодических контактных задач на основе замены переменных и переходе к интегральным уравнениям с ядром Гильберта. Показано, что при определенной форме выступа достигается равномерное распределение давления. Предложена методика определения такой формы.

Ключевые слова: криволинейная поверхность, волнистая поверхность, контактное взаимодействие, оптимизация формы, распределение давления, периодическая функция.

The problem of elastic contact of curved surface with variable shape and flat surface without friction using special periodic function, describing wavy surface, and equations of flat periodic contact problems basing on change of variables and transition to integral equations with Hilbert kernel, is considered. It is shown, that uniform pressure distribution is achieved at a certain shape of asperity. The methodic of determination of this shape is suggested.

Keywords: curved surface, wavy surface, contact interaction, shape optimization, pressure distribution, periodic function.

Тенденция увеличения нагрузок на детали технических устройств при одновременном повышении требований к их качеству обусловливает необходимость улучшения их эксплуатационных свойств. В машиностроительной технике имеет место большое число контактирующих поверхностей — рабочие поверхности катков, роликов, зубьев зубчатых колес, направляющих, деталей винтовых пар и т. д., основными причинами выхода из строя которых являются изнашивание, контактная усталость и фреттинг-усталость.

Повысить эксплуатационные свойства данных поверхностей можно использованием новых материалов, покрытий, технологий обработки.

Кроме того, эксплуатационные свойства контактирующих деталей зависят от условий их взаимодействия (площади контакта, распределения контактных давлений и пр.). Исследования контактных параметров нагруженных тел относятся к механике контактного взаимодействия, являющейся относительно новым и весьма важным направлением в механике твердого тела. Усилиями специалистов в этой области были решены многие контактные задачи по расчету контактных параметров поверхностей разной геометрии, позволяющие объяснить эффекты напряженно-деформированного состояния, не поддающиеся описанию с точки зрения теории Герца [1].

Так, при контакте плоских поверхностей двух тел разной ширины возникает значительная концентрация контактных давлений у торцов тела с меньшей шириной. Данное взаимодействие аналогично вдавливанию штампа с плоским основанием в упругое полупространство [1], при котором возникают теоретически бесконечные значения контактного давления. Большие давления, в свою очередь, приводят к значительному изнашиванию, эффекту схватывания и выходу из строя одной из взаимодействующих деталей. Поэтому детали, имеющие такие поверхности, например направляющие скольжения, выполняют со скруглениями у торцов.

Большая концентрация контактных давлений у торцов детали имеет место при взаимодействии пары палец—диск при высоких нагрузках. Данную схему используют в испытаниях на контактную жесткость, износостойкость, фреттинг-усталость [2]. В данном случае испытуемая поверхность образца — плоская и образец имеет скругления на торцах, поэтому при больших нагрузках возникает практически полный контакт поверхностей.

Рассмотренной схеме взаимодействия соответствует контактная задача (плоская или осесимметричная) о внедрении штампа с плоским скругленным основанием в упругое полупространство (или внедрение затупленного при вершине радиусного штампа в полупространство) [3, 4]. Для данной задачи были получены некоторые решения в замкнутой форме, хорошо совпадающие с численными решениями методом конечных элементов (МКЭ).

Также можно провести аналогию между "затуплением" (увеличением длины плоского участка)

штампа на вершине и увеличением степени полинома при описании основания штампа. Чем выше степень полинома, тем ближе решение данной задачи к решению задачи о вдавливании штампа с плоским основанием и тем выше концентрация напряжений на торцах штампа. Задачи о внедрении штампа и системы штампов со степенным основанием решались в работах [5, 6].

Отдельной группой являются периодические контактные задачи, разновидность которых — задача взаимодействия волнистой поверхности с полупространством. Ее можно использовать для определения контактных параметров поверхностей с регулярным микрорельефом, который на поверхности детали создает масляные карманы, что повышает ее износостойкость. Как правило, расчеты контактных характеристик для регулярных микрорельефов, представляющих собой совокупность периодических функций, выполняли на основе теории Герца [7], что при больших нагрузках приводит к существенным погрешностям [1].

Отклонения форм деталей от номинальных (макроотклонения, волнистость, шероховатость и др. [8]) обусловливают изменения их контактных характеристик. Причем в зависимости от их масштаба, формы и размеров, а также от номинальной геометрии поверхности данные отклонения могут оказывать как негативное, так и позитивное влияние. Так, например, шероховатость криволинейной поверхности несколько сглаживает эпюру контактных давлений [1, 9], а небольшая бочкообразность цилиндрических роликов способствует более равномерному распределению нагрузки [10].

Таким образом, актуальны исследования влияния макро- и микрогеометрии поверхностей на контактные параметры в целях дальнейшей оптимизации их формы.

Анализ влияния формы поверхности на контактное взаимодействие с использованием теории Герца дает значительные погрешности при полном упругом контакте и геометрии, существенно отличающейся от полиномов второго порядка, причем использование перечисленных решений весьма трудоемко ввиду разнообразия и сложности функций, описывающих форму штампа, а следовательно, и разнообразия и сложности полученных расчетных зависимостей. Применение численных методов, в частности МКЭ, является недостаточно гибким способом исследования влияния геометрии штампа на контактные параметры в силу ресурсоемкости контактных задач и большого их числа при изменении формы контактных поверхностей.

Цель данной работы — разработать относительно простое замкнутое и гибкое решение, позволяющее исследовать влияние формы штампа на контактные параметры, прежде всего на распределение контактных давлений.

Было получено аналитическое решение плоской контактной задачи о взаимодействии волнистой поверхности с изменяющейся формой и плоской поверхности без трения в замкнутой форме без учета взаимного влияния площадок контакта. Оно позволяет проанализировать влияние формы криволинейной поверхности (выступа волнистой поверхности) на контактные параметры и определить предпосылки для ее оптимизации. Предложена специальная периодическая функция, названная "универсальной волнообразной функцией", описывающая волнистую поверхность с переменной геометрией выступа.

Вид и особенности универсальной волнообразной функции

Функция, описывающая волнистую поверхность с изменяющейся формой, имеет вид:

$$y(x) = \frac{H(m+1)\cos(\pi x/b)}{\sqrt{m^2\cos(\pi x/b)^2 + 1}}, \qquad (1)$$

где H — высота выступа (впадины); b — ширина выступа (впадины); m — параметр формы.

Данная функция позволяет исследовать влияние формы поверхности на контактные параметры как в периодической, так и в апериодической постановке.

Влияние параметра m формы на вид функции (1) показано на рис. 1.

С увеличением параметра m форма выступа волнистой поверхности изменяется, как и при увеличении четной степени степенной функции формы единичного штампа. Однако в отличие от степенной функции, известные аналитические решения [1] для которой предполагают целые степени, в данном случае можно добиться более плавного изменения формы, так как параметр m может быть любым положительным рациональным числом. При большом значении m форма выступа приближается к штампу с плоским основанием и скругленными кромками.

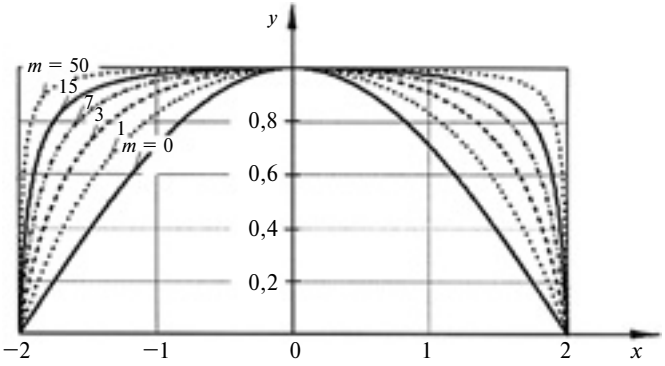


Рис. 1. Влияние параметра m на вид универсальной волнообразной функции (H = 1; b = 4)

Постановка задачи, принятые допущения и основные соотношения величин в используемом методе решения

Рассмотрим нормальный контакт волнистой поверхности, описываемый функцией (1), и плоскости без трения (рис. 2). Трение вызывает асимметрию эпюры нормальных давлений, но не меняет ее формы. Так как цель решения данной задачи — анализ влияния формы штампа на распределение контактных давлений, то для упрощения трение не учитываем.

Общие соотношения величин, используемые для решения поставленной контактной задачи, описаны в работе [11], где для решения периодических контактных задач используется система интегральных уравнений:

$$\begin{cases} \dfrac{1}{A}\dfrac{\partial h}{\partial x} = \dfrac{1}{2\pi}\displaystyle\int_a^b p(\xi)\operatorname{ctg}\frac{x-\xi}{2}\mathrm{d}\xi - \beta q(x); & (2) \\ \dfrac{1}{A}\dfrac{\partial g}{\partial x} = \dfrac{1}{2\pi}\displaystyle\int_a^b q(\xi)\operatorname{ctg}\frac{x-\xi}{2}\mathrm{d}\xi + \beta p(x), & (3) \end{cases}$$

где $h(x)$ и $g(x)$ — разности нормальных и тангенциальных перемещений поверхностей соответственно; A — податливость между телами; β — параметр, характеризующий упругое несоответствие материалов; p и q — нормальные и тангенциальные контактные давления; ξ — координата локальной системы координат внутри зоны контакта; a, b — границы зоны контакта.

В предложенном в работе [11] решении плоских периодических контактных задач используется замена переменных, преобразующих уравнения (2) и (3) в уравнения с ядром Гильберта: $u = \operatorname{tg}(\xi/2)$; $\nu = \operatorname{tg}(x/2)$; $\alpha = \operatorname{tg}(a/2)$.

Для задачи без учета трения $q(x) = 0$. Для упрощения принимаем, что тела изготовлены из близких по механическим свойствам материалов. Тогда $\beta = 0$ и остается одно уравнение (2), которое с учетом симметрии зоны контакта после указанной замены переменных имеет вид:

$$\frac{1}{A}\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{1}{\pi}\int_{-\alpha}^{\alpha}\frac{p(u)}{\nu - u}\mathrm{d}u. \qquad (4)$$

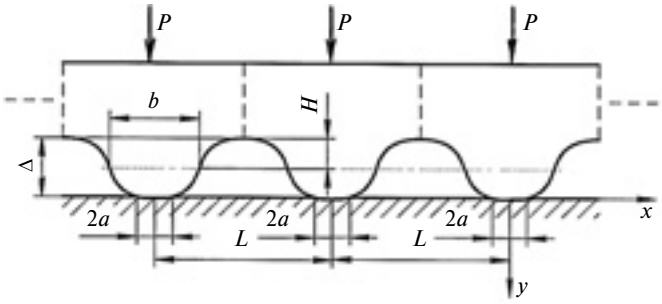


Рис. 2. Схема нормального контакта волнистой поверхности и плоскости

Уравнение (4) — сингулярное интегральное уравнение Коши первого рода для определения $p(u)$. К нему следует добавить уравнение равновесия с учетом замены переменных:

$$P = \int_{-\alpha}^{\alpha} p(x)\mathrm{d}x = \int_{-\alpha}^{\alpha}\frac{2p(u)}{1+u^2}\mathrm{d}u, \qquad (5)$$

где P — нормальная сила, действующая на выступ волнистой поверхности.

Таким образом, для определения распределения нормального контактного давления и связи между длиной зоны контакта и нормальной силой необходимо решить уравнения (4) и (5).

Решение контактной задачи о взаимодействии плоской поверхности и поверхности, описываемой универсальной волнообразной функцией

Представим функцию (1) в общем виде, характерном для периодических контактных задач:

$$y(x) = \frac{\Delta(m+1)\cos x}{2\sqrt{m^2\cos x^2}+1},$$

где Δ — амплитуда волны (см. рис. 2), период волны $L = 2\pi$.

Запишем разность нормальных перемещений плоской и волнистой поверхностей:

$$h(x) = \delta - \frac{\Delta}{2} + \frac{\Delta(m+1)\cos x}{2\sqrt{m^2\cos x^2}+1}, \qquad (6)$$

где δ — контактное сближение поверхностей.

Продифференцируем выражение (6), чтобы избавиться от величины сближения:

$$\frac{\partial h(x)}{\partial x} = \frac{\Delta m^2(m+1)\cos^2 x\sin x}{2\left(\sqrt{m^2\cos^2 x}+1\right)^2\sqrt{m^2\cos^2 x}} - \frac{\Delta(m+1)\sin x}{2\left(\sqrt{m^2\cos^2 x}+1\right)}. \qquad (7)$$

Выражение (7) можно упростить:

$$\frac{\partial h(x)}{\partial x} = -\frac{\Delta(m+1)\sin x}{2\left(\sqrt{m^2\cos^2 x}+1\right)^2}. \qquad (8)$$

Для упрощения будем искать решение для единичного выступа без учета взаимного влияния соседних выступов, при этом можно избавиться от иррациональности в выражении (8) сократив степени.

Заменим переменные в выражении (8), используя приведенные ранее соотношения:

$$\frac{\partial h(x)}{\partial x} = -\frac{\Delta(m+1)\nu(\nu^2+1)}{(m - m\nu^2+\nu^2+1)^2}. \qquad (9)$$

Разложим выражение (9) на простые дроби:

$$\frac{\partial h(x)}{\partial x} = \frac{\Delta(m+1)\nu}{(m-1)(m-m\nu^2+\nu^2+1)^2} - \\ - \frac{2\Delta m(m+1)\nu}{(m-1)(m\nu^2-m-\nu^2-1)^2}. \quad (10)$$

Запишем уравнение (4) с учетом выражения (10):

$$\frac{\Delta}{A}\left(\frac{\nu(m+1)}{(m-1)(m-m\nu^2+\nu^2+1)} - \\ - \frac{2m(m+1)\nu}{(m-1)(m\nu^2-m-\nu^2-1)^2}\right) = \frac{1}{\pi}\int_{-\alpha}^{\alpha}\frac{p(u)}{\nu-u}\,\mathrm{d}u.$$

Так как решение данного уравнения должно быть не сингулярным на обеих границах зоны контакта, получим [11]:

$$p(u) = \frac{\Delta}{\pi A}\sqrt{\alpha^2-u^2}\int_{-\alpha}^{\alpha}\left(\frac{\nu(m+1)}{(m-1)(m-m\nu^2+\nu^2+1)} - \\ - \frac{2m(m+1)\nu}{(m-1)(m\nu^2-m-\nu^2-1)^2}\right)\frac{1}{\sqrt{\alpha^2-u^2}}\frac{1}{\nu-u}\,\mathrm{d}\nu. \quad (11)$$

Вычисляя интеграл в выражении (11), как в работе [11], и выполнив преобразования, получим:

$$p(u) = \frac{\Delta}{A}\frac{(m+1)\sqrt{\alpha^2-u^2}(u^2+1)}{\sqrt{\alpha^2+1}(m-mu^2+u^2+1)^2}.$$

Возвращаясь к исходным переменным, получим:

$$p(x) = \\ = \frac{\Delta}{A}\frac{(m+1)\sqrt{\mathrm{tg}^2(a/2)-\mathrm{tg}^2(x/2)^2}(\mathrm{tg}^2(x/2)+1)}{\sqrt{\mathrm{tg}^2(a/2)+1}(m-m\mathrm{tg}^2(x/2)+\mathrm{tg}^2(x/2)+1)^2}.$$

Выполнив тригонометрические преобразования, получим:

$$p(x) = \frac{\Delta(m+1)}{4\sqrt{2}A}\frac{\sqrt{\cos x-\cos a}(\cos x+1)^2}{\cos^3(x/2)\left(\frac{m}{2}\cos x+1\right)^2}.$$

Возвращаясь к исходным параметрам формы выступа (H и b), получим окончательное выражение контактного давления:

$$p(x) = \frac{H\pi(m+1)}{2\sqrt{2}Ab} \times \\ \times \frac{\sqrt{\cos(\pi x/b)-\cos(\pi a/b)}(\cos(\pi x/b)+1)^2}{\cos^3\left(\frac{\pi x}{2b}\right)\left(\frac{m}{2}\cos(\pi x/b)+1\right)^2}. \quad (12)$$

Податливость тел можно найти из известного выражения [11]:

$$A = \frac{k_1+1}{4G_1} + \frac{k_2+1}{4G_2},$$

где k_1, k_2 и G_1, G_2 — модули соответственно всестороннего сжатия и сдвига первого и второго материалов контактирующих тел.

С учетом равенства упругих характеристик материалов контактирующих тел, получим:

$$A = \frac{k+1}{2G}. \quad (13)$$

При плоском напряженном состоянии, характерном для контактирующих тонких пластин, имеем:

$$k = \frac{(3-\mu)}{(1+\mu)},$$

где μ — коэффициент Пуассона.

В машиностроении и приборостроении чаще имеют место контакты тел с большой толщиной, для которых применима аппроксимация плоским деформированным состоянием. Тогда

$$k = 3 - 4\mu. \quad (14)$$

Выразив модуль сдвига через чаще используемый в машиностроении модуль Юнга, из выражений (13) и (14) получим уравнение податливости тел:

$$A = 4(1-\mu^2)/E.$$

Для определения связи между границей зоны контакта и нормальной силой рассмотрим уравнение (5) с приведенной ранее заменой переменных:

$$P = \frac{2\Delta(m+1)}{A\sqrt{\alpha^2+1}}\int_{-\alpha}^{\alpha}\frac{\sqrt{\alpha^2-u^2}}{(m-mu^2+u^2+1)^2}\,\mathrm{d}u. \quad (15)$$

Вычислив интеграл (15), получим выражение [11]

$$P = \frac{\Delta\pi\alpha^2}{A\sqrt{\alpha^2+1}(m-m\alpha^2+\alpha^2+1)}.$$

Возвращаясь к исходным переменным и выполняя преобразования аналогично проведенным ранее для контактного давления, получим зависимость, связывающую половину длины зоны контакта с нормальной силой, действующей на выступ (поверхность):

$$P = \frac{H\pi\cos\left(\frac{\pi a}{2b}\right)\left(1-\cos\left(\frac{\pi a}{b}\right)\right)}{A\left(1+\frac{m}{4}\cos(\pi a/b)\right)}.$$

Выразить аналитически половину длины зоны контакта поверхностей (a) через нормальную силу P не удается в простом виде ввиду наличия кубического уравнения; решение получается очень громоздким. Поэтому при необходимости получения величины a проще использовать численное решение.

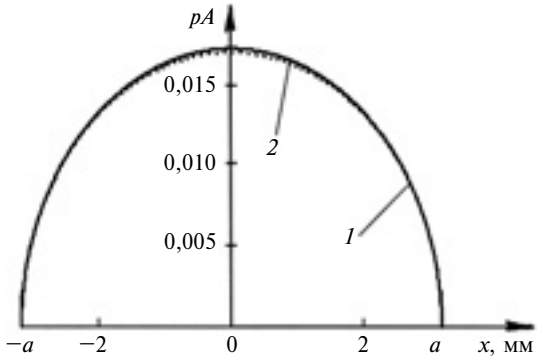


Рис. 3. Распределения давлений по полученному решению (*1*) и решению Вестергаарда (*2*) (m = 0; b = 30 мм; H = 0,5 мм, a = 0,1b)

Для проверки зависимости (12), определяющей контактное давление, выполнено сравнение распределения давления при $m = 0$ (функция — синусоида) с известным решением Вестергаарда [1, 11] (рис. 3). Их совпадение указывает на адекватность полученной зависимости. Зависимость (16) проверяли с помощью численного интегрирования выражения (12), результаты подтвердили ее адекватность.

Таким образом, полученные выражения (12) и (16) являются основой анализа влияния формы поверхности, задаваемой параметром m, на распределение контактного давления.

Анализ влияния формы криволинейной поверхности на распределение контактных давлений и ее оптимизация

Для выполнения анализа задавали разные значения параметра a. При $a \leqslant 0{,}1b$ распределение давления при любом значении m совпадает с герцевским (см. рис. 3). Это объясняется тем, что функцию (1) в окрестности точки $x = 0$ можно описать полиномом второго порядка, причем с увеличением m радиус кривизны увеличивается, что приводит к "затуплению" выступа при очень больших значениях m. Однако плоский участок в центре выступа даже при очень большом значении m меньше, чем у штампа, выраженного полиномом четвертой степени. При увеличении параметра a увеличивается зона контакта криволинейной и плоской поверхностей и распределение давления изменяется. При $m = 0$ оно стремится к синусоидальной форме, что подтверждается решением Вестергаарда [11]. С увеличением m форма выступа стремится к штампу с плоским основанием и скругленными торцами, что выражается при большом значении a в распределении давления, характеризуемом максимумом в точках, удаленных от $x = 0$. Данное распределение давления аналогично распределениям, полученным в работах [3, 4] для штампа с плоским основанием и скругленными торцами, и распределению, которое получено И. Я. Штаерманом для штампа, выраженного полиномом четвертого порядка [1].

Наиболее важным для практики результатом анализа является то, что при некоторых значениях m и a достигается практически равномерное распределение давления, которое не было получено с помощью замкнутых решений для поверхностей, выраженных полиномами. При этом функцию (1) можно охарактеризовать двумя наиболее выраженными радиусами кривизны, участвующими в контакте.

Данный результат позволяет теоретически объяснить некоторые эффекты, например значительное снижение концентрации напряжений у торцов цилиндрических роликов при их небольшой бочкообразности и наличии сферических скосов [10, 12], а также выравнивание распределения давления в контакте шарика и желоба, имеющего переменную кривизну [12].

Эволюция распределения давления при $a = 0{,}4b$ показана на рис. 4.

Для определения зависимости оптимального значения m от параметра a предложено следующее. Так как анализ функции (12) контактного давления является громоздким, то решено выполнять его с использованием элементов программирования. Запишем его в упрощенном виде для исключения остальных параметров:

$$p(x) = \frac{\pi(m+1)}{2\sqrt{2}} \frac{\sqrt{\cos x - \cos a_0}(\cos x + 1)^2}{\cos^3(x/2)\left(\frac{m}{2}\cos x + 1\right)^2}.$$

Были созданы массивы значений параметров a_0 от 0 до π и m от 0 до 500 с числом точек 5000. Далее с помощью вложенного цикла с параметром для каждого значения a_0 выбиралось такое значение параметра m, при котором разность $p(0{,}8a_0) - p(0)$ впервые достигала значения ≥ 0. Так как характерные экстремумы на графике распределения давлений начинают появляться приблизительно в точке $x = 0{,}8a_0$ (см. рис. 4), то значение m, при котором

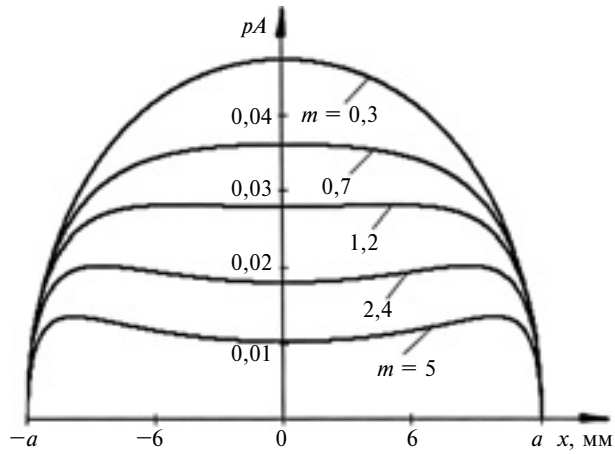


Рис. 4. Эволюция распределения давления при разных значениях параметра m (b = 30 мм; E = 460 МПа; μ = 0,08; a = 0,4b)

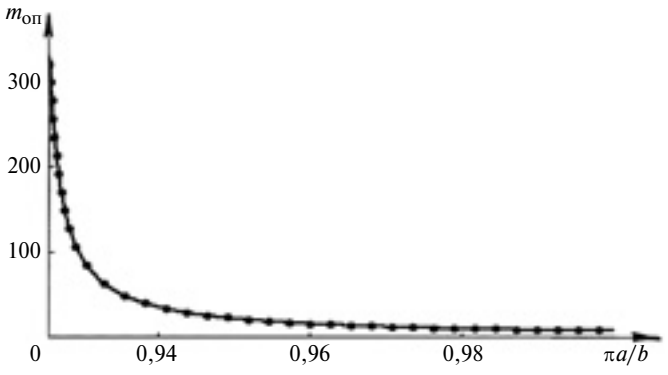


Рис. 5. Зависимость оптимального параметра $m_{оп}$ от величины $\pi a/b$

давление в данной точке будет равно или превысит на малую величину давление в точке $x = 0$, будет оптимальным, т. е. будет соответствовать равномерному распределению давления.

По результатам вычислений с учетом $a_0 = \pi a/b$ построена зависимость $m_{оп}(\pi a/b)$ (рис. 5), которая была аппроксимирована с достаточной точностью выражением

$$m_{оп} = \frac{1}{-0{,}4408(\pi a/b)^2 + 2{,}596(\pi a/b) - 2{,}022}. \quad (17)$$

Оптимизацию формы криволинейной поверхности (выступа волнистой поверхности) в рамках плоской контактной задачи на основании предложенных зависимостей выполняют следующим образом. Исходными данными являются ширина выступа и свойства материала контактирующих поверхностей. Далее исходя из условий эксплуатации сопряжения выбирают соотношение между длиной зоны контакта и шириной выступа. Затем определяют параметр $m_{оп}$ по зависимости (17), рассчитывают нагрузку, приходящуюся на выступ, по зависимости (16); варьируя значение высоты H выступа, выполняют приближение расчетной нагрузки к заданной. Далее строят график распределения контактного давления. Если распределение или значение давления не соответствуют требуемым, корректируют исходные данные в конструктивном аспекте и промежуточные этапы расчета.

После завершения итерационной процедуры оптимизации выходными данными являются параметры функции (1), т. е. b, H, m. Однако удобнее (для простановки размеров на чертеже и изготовления) функцию (1) представлять двумя радиусами кривизны:

$$R(0) = \frac{(m+1)b^2}{\pi^2 H};$$

$$R\left(\frac{b}{3}\right) = \frac{b^2(m+2)^3\left(\left(\frac{2\sqrt{3}\pi(m+1)H}{(m+2)^2 b}\right)^2 + 1\right)^{3/2}}{2\pi^2(7m^2+9m+2)H}.$$

Рассмотренную задачу и ее решение можно использовать в первом приближении для оптимизации геометрии (в том числе микрогеометрии) контактирующей поверхности в сопряжении с плоской поверхностью. Предложенная универсальная волнообразная функция обладает большей вычислительной гибкостью, чем традиционный полином, и может использоваться в задачах различных классов. Несмотря на то, что при решении были приняты допущения, достоинством предложенного подхода является наличие конечных неизменяемых зависимостей, позволяющих, не используя численные методы, выполнять анализ влияния формы поверхности на контактные параметры. Результаты решения хорошо соотносятся с ранее изученными явлениями. Разработанная методика позволяет на этапе проектировочного расчета подбирать конструктивные параметры поверхности, которые можно уточнять экспериментально или компьютерным моделированием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Джонсон К.** Механика контактного взаимодействия / Пер. с англ. М.: Мир, 1989. 510 с.
2. **Wear** behavior of fiber laser textured TiN coatings in a heavy loaded sliding regime / L. Vandoni, A. G. Demir, B. Previtali and ot. // Materials. 2012. № 5. P. 2360—2382.
3. **Ciavarella M., Hills D. A., Monno G.** The influence of rounded edges on indentation by a flat punch // Proc. Instn. Mech. Engrs. Part C Journal of mechanical engineering science. 1998. 212 (C4). P. 319—328.
4. **The application** of asymptotic solutions to characterizing the process zone in almost complete frictional contacts / A. Mugadu, D. A. Hills, J. R. Barber, A. Sackfield // International Journal of Solids and Structures. 2004. № 41. P. 385—397.
5. **Штаерман И. Я.** Контактная задача теории упругости. М.: Гостехтеоретиздат, 1949. 270 с.
6. **Горячева И. Г.** Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с.
7. **Шнейдер Ю. Г.** Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. Л.: Машиностроение, 1982. 247 с.
8. **Суслов А. Г.** Качество поверхностного слоя деталей машин. М.: Машиностроение, 2000. 320 с.
9. **Ланков А. А.** Расчетные методы оценки трения и износа: Основные соотношения для расчета контурных давлений и других характеристик контакта в стыке твердых шероховатых поверхностей. Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. 234 с.
10. **Суслов А. Г.** Методология разработки новых наукоемких технологических методов обработки рабочих поверхностей деталей машин // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2011. № 1. С. 4—8.
11. **Block J. M., Keer L. M.** Periodic contact problems in plane elasticity // Journal of Mechanics of materials and structures. 2008. V. 3. N. 7. P. 1207—1237.
12. **Орлов А. В.** Опоры качения с поверхностями сложной формы. М.: Наука, 1983. 128 с.

УДК 534.232:62-503

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

Динамические характеристики многослойных пьезодвигателей нано- и микроперемещений

Определены динамические характеристики и получены передаточные функции многослойных пьезодвигателей нано- и микроперемещений с параллельным и кодовым управлением при продольном и поперечном пьезоэффектах.

Ключевые слова: многослойный пьезодвигатель, нано- и микроперемещения, деформация, динамические характеристики, параллельное и кодовое управление, продольный и поперечный пьезоэффекты, передаточные функции.

The dynamic characteristics are determined and the transfer factors are obtained for multilayer piezomotors of nano- and microdisplacements with parallel and code control at longitudinal and lateral piezoelectric effects.

Keywords: multilayer piezomotor, nano- and microdisplacements, deformation, dynamic characteristics, parallel and code control, longitudinal and lateral piezoelectric effects, transfer functions.

Пьезодвигатели (пьезоактюаторы, пьезопреобразователи) для нано- и микроперемещений используют в нанотехнологическом, нанобиологическом, энергетическом, микроэлектронном, фотонном и астрономическом оборудовании для прецизионного совмещения объектов, а также для компенсации температурных и гравитационных деформаций. Увеличение диапазона перемещения достигается использованием многослойного (составного, пакетного, блочного) пьезодвигателя (ПД), являющегося одним из наиболее перспективных электромагнитоупругих двигателей нано- и микроперемещений, который обеспечивает нанометрическую точность в диапазоне десятков микрометров. В фотонике ПД используют для нано- и микроперемещений зеркал лазеров при применении оптических методов передачи информации и энергии. Пьезодвигатели нано- и микроперемещений применяют для юстировки зеркал лазерных кольцевых гироскопов, для совмещения и сканирования в электронных, зондовых, атомно-силовых микроскопах [1—9].

В настоящее время актуально обеспечение высокой точности систем управления деформацией многослойного ПД нано- и микроперемещений при кодовом управлении. Применение многослойного ПД с кодовым управлением позволяет эффективно использовать электромеханическое цифроаналоговое преобразование для нано- и микроперемещений, пропорциональных управляющему коду.

Пьезодвигатели для приводов нано- и микроперемещений характеризуются диапазоном перемещения — от нескольких нанометров до сотен микрометров; чувствительностью — менее 1 нм/В; нагрузочной способностью — до 10 кН; мощностью на выходном валу — до 100 Вт; полосой пропускания — порядка 100 Гц; диапазоном перемещений — от единиц нанометров до сотен микрометров. Многослойные ПД для нано- и микроманипуляторов с пьезоприводами решают задачу точного совмещения [1—9]. В отличие от простого многослойный ПД имеет в статике без нагрузки увеличенный в n раз диапазон перемещения, что соответствует числу n пьезослоев ПД. Конструктивно многослойный ПД в зависимости от технологии изготовления может быть выполнен в виде: составного пьезопреобразователя из отдельных упруго поджатых пьезопластин; пакетного или блочного пьезопреобразователя из пьезопластин, спеченных с применением серебряной пасты; составного пьезопреобразователя из пьезопакетов с упругим армированием; склеенного многослойного пьезопреобразователя из пьезопластин; многослойного пьезопреобразователя со слоями, нанесенными по толстопленочной или тонкопленочной технологии.

Широкое применение многослойных ПД обусловлено одновременно большими диапазоном перемещений (до 200 мкм) и нагрузочной способностью до 10 кН по сравнению с простыми ПД (пьезопластинами). Для изготовления ПД используют пьезоэлектрическую керамику на основе цирконата и титаната свинца марок ЦТС или PZT (ЦТС-19, ЦТС-21, ЦТС-23, ЦТС-26Ц, ЦТС-36, НЦТС-1, НЦТБС-1, ЦТБС-3, ЦТБС-7, ЦТС-42, ЦТС-43, ЦТС-46÷ЦТС-48, ПКР-7, ПКР-7М, PZT-4, PZT-5H) [1, 2, 5]. Многослойными ПД производства ОАО ЭЛЛА оснащены следующие устройства: многослойный пьезоэлектрический микроактюатор МПМА-1/90 — максимальное перемещение $\xi_{max} = 60$ мкм, блокирующее усилие $F_b = 1{,}2$ кН; многослойный пьезоактюатор АПМ-2-22 — $\xi_{max} = 44$ мкм, $F_b = 1{,}2$ кН; многослойный преобразователь МПП 6 × 6 × 40 — $\xi_{max} = 48$ мкм, $F_b = 1{,}5$ кН; армированный актюатор продольного типа ППУ-8 — $\xi_{max} = 40$ мкм, усилие размыкания $F_d = 2{,}5$ кН [4—6].

Так как предельные разрушающие механические напряжения сжатия в пьезокерамике промышленных марок ЦТС или PZT в среднем в 10 раз превышают предельные разрушающие напряжения растяжения, то для повышения прочности целесообразно осуществлять предварительное поджатие многослойного ПД с помощью пружины или мем-

браны. Усилие предварительного поджатия должно превышать максимальную растягивающую нагрузку, что обеспечивает гарантированное рабочее сжатие многослойного ПД. Сборка многослойного ПД нано- и микроперемещений заключается в том, что предварительно сжатый для выбора зазоров между пьезопластинами многослойный ПД стягивают предварительно деформированным упругим элементом (шпилька, пружина или мембрана) [7, 8].

Основным параметром внешней нагрузки ПД является ее жесткость, т. е. отношение силы упругой реакции нагрузки к ее деформации. В зависимости от жесткости нагрузки выбирают конструктивные параметры ПД при продольном и поперечном пьезоэффектах. Для практического использования многослойных ПД необходимо знать их основные характеристики: пьезомодуль, упругие податливости, пределы временного сопротивления на сжатие. Статические характеристики ПД определяют с учетом уравнения обратного пьезоэффекта и механической нагрузки [3, 7]. Пьезодвигатель нано- и микроперемещений работает на основе обратного пьезоэффекта: перемещение достигается в результате деформации ПД при приложении внешнего электрического напряжения.

В системе автоматического управления нано- и микроманипуляторами с цифроаналоговым преобразованием используют многослойный секционный ПД при продольном пьезоэффекте с кодовым управлением секциями. Многослойный ПД делится на N секций с n_k пьезопластинами в k-й секции. Секции механически соединены последовательно и изолированы. Соответственно пьезопластины (пьезослои) в каждой секции электрически соединены параллельно, а механически — последовательно.

Рассмотрим параллельное управление многослойными ПД при продольном и поперечном пьезоэффектах и кодовое управление с электромеханическим цифроаналоговым преобразователем (ЦАП) многослойными секционными ПД при продольном и поперечном пьезоэффектах, обеспечивающее нано- и микроперемещения, пропорциональные управляющему коду.

Уравнение обратного продольного пьезоэффекта имеет вид:

$$S_3 = d_{33}E_3 + s_{33}^E T_3. \qquad (1)$$

Здесь $S_3 = \xi/l$ — относительная деформация ПД при продольном пьезоэффекте по оси 3, направленной по оси поляризации P (взаимно перпендикулярные оси 1 и 2 перпендикулярны к оси 3); ξ — деформация (перемещение); $l = n\delta$ — длина многослойного ПД (n — число пьезослоев; δ — толщина пьезослоя); d_{33} — пьезомодуль при продольном пьезоэффекте; $E_3 = U/\delta$ — напряженность электрического поля в ПД (U — напряжение на

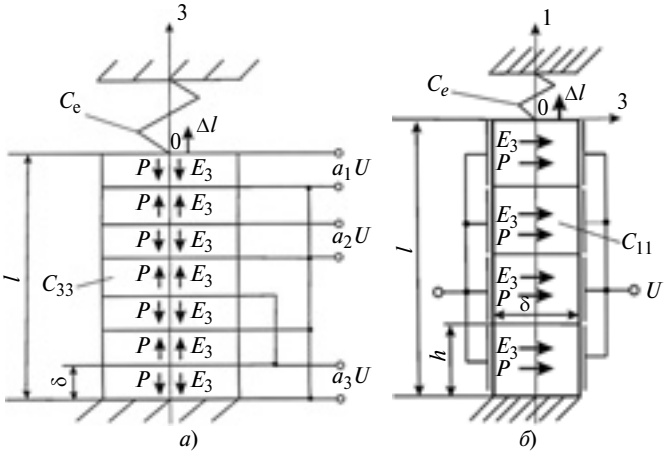


Рис. 1. Кинематические схемы армированного многослойного пьезодвигателя нано- и микроперемещений с упругой нагрузкой при параллельном управлении и продольном (*а*) и поперечном (*б*) пьезоэффектах

электродах ПД); s_{33}^E — упругая податливость по оси 3 ПД при $E = \text{const}$; $T_3 = -F/S_0$ — механическое напряжение в ПД; $F = F_0 + C_a\xi + C_l\xi$ — внешняя сила; $F_0 = \sigma_a S_0$ — сила первоначального поджатия упругим элементом (σ_a — механическое напряжение первоначального армирования, S_0 — площадь ПД); C_a — жесткость армирующего элемента; C_l — жесткость нагрузки.

Динамические характеристики многослойного ПД (рис. 1, *а*) находят совместным решением волнового уравнения и уравнения пьезоэффекта при нулевых начальных и соответствующих граничных условиях. При расчете ПД используют волновое уравнение [3, 7], описывающее распространение волны с затуханием без искажений:

$$\frac{1}{(c^E)^2}\frac{\partial^2\xi}{\partial t^2} + \frac{2\alpha}{c^E}\frac{\partial\xi}{\partial t} + \alpha^2\xi = \frac{\partial^2\xi}{\partial x^2}, \qquad (2)$$

где $\xi(x, t)$ — смещение сечения ПД; x — координата; t — время; c^E — скорость звука при $E = \text{const}$; α — коэффициент затухания.

При одном закрепленном торце ПД, например при $x = 0$, получим $\xi(x, t) = 0$, а при упругоинерционной нагрузке на ПД при $x = l$ получим $\xi(l, t) = \xi(t)$. Тогда с учетом граничных условий уравнение сил, действующих на другом торце ПД, имеет вид:

$$T_3(t)S_0\big|_{x=l} = -M\frac{\partial^2\xi(t)}{\partial t^2} - C_e\xi(t), \qquad (3)$$

где M — масса нагрузки; $C_e = C_a + C_l$ — ее суммарная жесткость.

Для многослойного ПД при продольном пьезоэффекте (см. рис. 1, *а*) из уравнения (1) обратного пьезоэффекта с учетом волнового уравнения (2) и

сил (3), действующих на торец ПД при управлении по напряжению, получим выражение

$$\left.\frac{\mathrm{d}\Xi(x,p)}{\mathrm{d}x}\right|_{x=l} =$$

$$= d_{33}E_3(p) - \frac{s_{33}^E Mp^2\Xi(p)}{S_0} - \frac{s_{33}^E C_e\Xi(p)}{S_0}. \qquad (4)$$

Здесь

$$\Xi(x,\,p) = L\{\xi\{x,\,t)\} = \int_0^\infty \xi(x,\,t)\mathrm{e}^{-pt}\mathrm{d}t,$$

где $\Xi(x,\,p)$ — преобразование Лапласа деформации (перемещения) ПД; p — параметр преобразования.

Так как один торец ПД жестко закреплен при $x = 0$ и $\xi(0,\,p) = 0$, получим при $x = l$ выражения:

$$\left.\begin{aligned} &\Xi(x,p) = \frac{\Xi(p)\mathrm{sh}(x\gamma)}{\mathrm{sh}(l\gamma)};\\ &\left.\frac{\mathrm{d}\Xi(x,p)}{\mathrm{d}x}\right|_{x=l} = \frac{\Xi(p)\gamma}{\mathrm{th}(l\gamma)};\\ &\gamma = \frac{p}{c^E} + \alpha, \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

где γ — коэффициент распространения; c^E — скорость звука при $E = \mathrm{const}$; α — коэффициент затухания.

Следовательно, выражение, которое соответствует параметрической структурной схеме ПД, закрепленного одним торцом, при продольном пьезоэффекте, параллельном управлении и упругоинерционной нагрузке будет иметь вид:

$$\frac{\Xi(p)\gamma}{\mathrm{th}(l\gamma)} + \frac{\Xi(p)s_{33}^E Mp^2}{S_0} + \frac{\Xi(p)s_{33}^E C_e}{S_0} = d_{33}E_3.$$

Из выражений (4) и (5) определяем передаточную функцию ПД:

$$W_1(p) = \frac{\Xi(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33}}{\dfrac{s_{33}^E Mp^2}{S_0} + \dfrac{\gamma}{\mathrm{th}(l\gamma)} + \dfrac{s_{33}^E C_e}{S_0}}. \qquad (6)$$

Из формулы (6) получим передаточную функцию многослойного ПД при продольном пьезоэффекте, параллельном управлении и упругоинерционной нагрузке как электромеханической системы с распределенными параметрами:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} = \frac{d_{33}n}{Mp^2/C_{33} + l\gamma\mathrm{cth}(l\gamma) + C_e/C_{33}},$$

где $\Xi(p)$ — преобразование Лапласа перемещения торца многослойного ПД по оси 3; $U(p)$ — преобразование Лапласа напряжения на обкладках многослойного ПД при нулевых начальных условиях; $C_{33} = S_0/(s_{33}^E\,l)$ — жесткость многослойного ПД при продольном пьезоэффекте.

Отсюда получим выражение для статического перемещения $\Delta l = \xi(\infty)$ армированного n-слойного ПД в установившемся режиме при подаче напряжения $U(t) = U_0 \cdot f(t)$ (где $f(t)$ — единичная функция) в случае упругоинерционной нагрузки:

$$\xi(\infty) = \lim_{t\to\infty}\xi(t) = \lim_{p\to 0} pW(p)\frac{U_0}{p} =$$

$$= \lim_{\substack{p\to 0\\ \alpha\to 0}} \frac{d_{33}nU_0}{l(p/c^E+\alpha)/\mathrm{th}[l(p/c^E+\alpha)] + C_e/C_{33}} =$$

$$= \frac{d_{33}nU_0}{1 + C_e/C_{33}}.$$

Тогда передаточную функцию (6) многослойного ПД (см. рис. 1, *а*) при продольном пьезоэффекте и параллельном управлении после разложения в ряд гиперболического котангенса (учитываем два члена ряда) на рабочих частотах при параллельном управлении и упругоинерционной нагрузке при $m \ll M$ (где m — масса многослойного ПД) в диапазоне рабочих частот $0 < \omega < 0{,}01c^E/l$ как электромеханической системы с сосредоточенными параметрами можно записать в виде:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} =$$

$$= \frac{d_{33}n}{(1 + C_e/C_{33})(T_{33}^2p^2 + 2T_{33}\xi_{33}p + 1)}, \qquad (7)$$

где $T_{33} = \sqrt{\dfrac{M}{C_e + C_{33}}}$ и $\xi_{33} = \dfrac{\alpha l^2 C_{33}}{3c^E\sqrt{M(C_e + C_{33})}}$ — постоянная времени и коэффициент затухания колебательного звена многослойного ПД при продольном пьезоэффекте и упругоинерционной нагрузке.

Соответственно с учетом сопротивления R внешней цепи и емкости C_0 пьезопластины (пьезослоя) многослойного секционного ПД получим его передаточную функцию при продольном пьезоэффекте и параллельном управлении:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} =$$

$$= \frac{d_{33}n}{(1 + C_e/C_{33})(RnC_0p + 1)(T_{33}^2p^2 + 2T_{33}\xi_{33}p + 1)}.$$

Аналогично передаточная функция многослойного ПД (рис. 1, *б*) при поперечном пьезоэффекте, параллельном управлении и упругоинерционной нагрузке при $m \ll M$ в диапазоне рабочих частот

$0 < \omega < 0{,}01c^E/l$ как электромеханической системы с сосредоточенными параметрами имеет вид:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} = \frac{d_{31}l/\delta}{(1 + C_e/C_{11})(T_{11}^2p^2 + 2T_{11}\xi_{11}p + 1)}, \quad (8)$$

где d_{31} — пьезомодуль при поперечном пьезоэффекте; s_{11}^E — упругая податливость по оси 1 ПД при $E = \text{const}$; $C_{11} = S_0/(s_{11}^E l)$ — жесткость многослойного ПД при поперечном пьезоэффекте; $T_{11} = \sqrt{\frac{M}{C_e + C_{11}}}$ и $\xi_{11} = \frac{\alpha l^2 C_{11}}{3c^E\sqrt{M(C_e + C_{11})}}$ — постоянная времени и коэффициент затухания колебательного звена многослойного ПД при поперечном пьезоэффекте и упругоинерционной нагрузке.

Соответственно переходная характеристика многослойного ПД при параллельном управлении и упругоинерционной нагрузке и подаче на его вход ступенчатого напряжения $U_0 \cdot f_{\text{ед}}(t)$ имеет вид:

$$\xi(t) = \xi_0\left[1 - \frac{e^{-\frac{\xi_{33(11)}t}{T_{33(11)}}}}{\sqrt{1 - \xi_{33(11)}^2}}\sin(\omega_{33(11)}t + \varphi_{33(11)})\right]. \quad (9)$$

Здесь ξ_0 — установившееся значение перемещения многослойного ПД:

$$\xi_0 = \begin{cases} \dfrac{d_{33}nU_0}{1 + C_e/C_{33}} \text{ — при продольном пьезоэффекте;} \\ \dfrac{d_{31}(l/\delta)U_0}{1 + C_e/C_{11}} \text{ — при поперечном пьезоэффекте;} \end{cases}$$

$$T_{33(11)} = \sqrt{\frac{M}{C_e + C_{33(11)}}};$$

$$\xi_{33(11)} = \frac{\alpha l^2 C_{33(11)}}{3c^E\sqrt{M(C_e + C_{33(11)})}};$$

$$\omega_{33(11)} = \frac{\sqrt{1 - \xi_{33(11)}^2}}{T_{33(11)}};$$

$$\varphi_{33(11)} = \operatorname{arctg}\left(\frac{\sqrt{1 - \xi_{33(11)}^2}}{\xi_{33(11)}}\right).$$

В формуле (9) индексы 33 относятся к параметрам многослойного ПД при продольном пьезоэффекте, а индексы 11 — при поперечном пьезоэффекте.

Следовательно, для многослойного ПД получаем полосу пропускания, которая ограничена его резонансной частотой

$$\omega_c = \sqrt{(C_e + C_{33(11)})/M}.$$

Экспериментальная зависимость резонансной частоты ω_c многослойного ПД от массы M нагрузки (рис. 2, *а*) определена для образцов из пьезокерамики ЦТС при $n = 50$, $d_{33} = 4 \cdot 10^{-10}$ м/В, $C_{33} = 6 \cdot 10^7$ Н/м, $C_e = 6 \cdot 10^6$ Н/м. Зависимость ω_c многослойного ПД от суммарной жесткости C_e нагрузки (рис. 2, *б*) экспериментально определена для ПД из пьезокерамики ЦТС при $n = 50$, $d_{33} = 4 \cdot 10^{-10}$ м/В, $C_{33} = 6 \cdot 10^7$ Н/м, $M = 15$ кг. Отклонение расчетных значений от экспериментальных не превышает 5 %.

При рассмотрении многослойного секционного ПД при продольном пьезоэффекте с кодовым управлением (рис. 3, *а*) как электромеханической системы с сосредоточенными параметрами [9—11] передаточная функция (7) многослойного секционного пьезодвигателя для упругоинерционной нагрузки при $m \ll M$ преобразуется к виду:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} = \frac{d_{33}\sum_{k=1}^{N} a_k 2^{k-1}}{(1 + C_e/C_{33})(T_{33}^2p^2 + 2T_{33}\xi_{33}p + 1)}, \quad (10)$$

где C_e — суммарная жесткость нагрузки; $C_{33} = S_0/(s_{33}^E l)$ — жесткость многослойного секционного ПД при продольном пьезоэффекте, $a_k = 0$; 1 — разряды двоичного кода; k — номер секции; N — число секций.

Соответственно с учетом выражения (8) передаточная функция многослойного секционного ПД

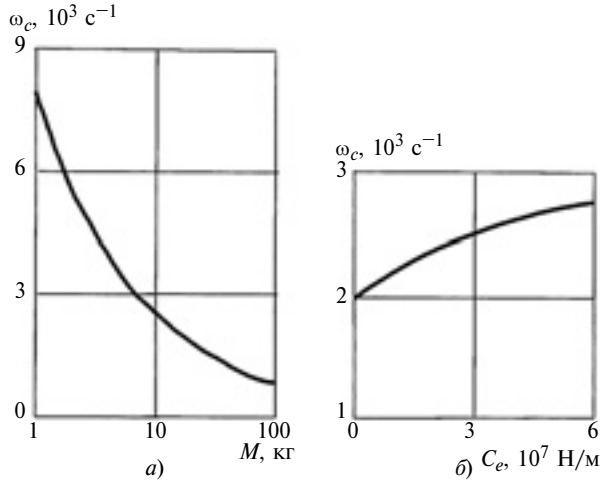


Рис. 2. Зависимости резонансной частоты ω_c многослойного пьезодвигателя от массы M нагрузки (*а*) и ее суммарной жесткости C_e (*б*)

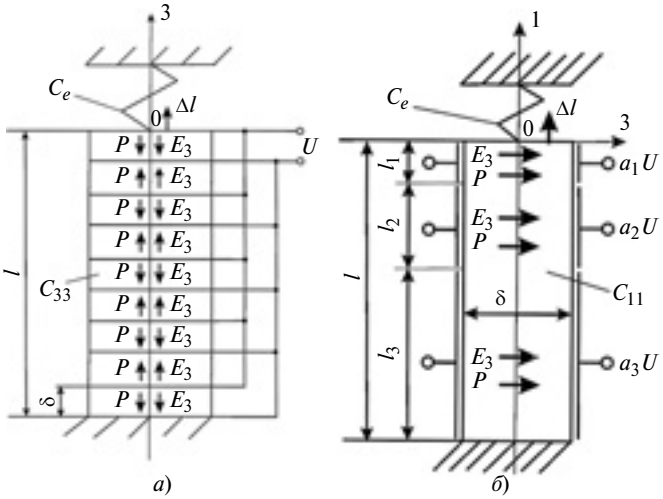


Рис. 3. Кинематические схемы армированного многослойного секционного пьезодвигателя нано- и микроперемещений с упругой нагрузкой при кодовом управлении и продольном (*а*) и поперечном (*б*) пьезоэффектах

[9—11] при поперечном пьезоэффекте с кодовым управлением (рис. 3, *б*) записывается в виде:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} =$$

$$= \frac{d_{31}(l_1/\delta)\sum\limits_{k=1}^{N} a_k 2^{k-1}}{(1 + C_e/C_{33})(T_{11}^2 p^2 + 2T_{11}\xi_{11}p + 1)}, \qquad (11)$$

где $C_{11} = S_0/(s_{11}^E l)$ — жесткость многослойного секционного ПД при поперечном пьезоэффекте; l_1 — длина первой секции.

С учетом выражений (10) и (11) переходную характеристику многослойного ПД с кодовым управлением при упругоинерционной нагрузке как электромеханической системы с сосредоточенными параметрами при малом сопротивлении ($R \to 0$) представим как:

$$\xi(t) = k_c U_0 h(t) = \xi_0 h(t),$$

где $h(t)$ — нормированная переходная характеристика многослойного ПД; ξ_0 — установившаяся величина его перемещения:

$$\xi_0 = \begin{cases} \dfrac{d_{33}\left(\sum\limits_{k=1}^{N} a_k 2^{k-1}\right)U_0}{1 + C_e/C_{33}} & \text{— при продольном пьезоэффекте;} \\[2ex] \dfrac{d_{31}(l_1/\delta)\left(\sum\limits_{k=1}^{N} a_k 2^{k-1}\right)U_0}{1 + C_e/C_{11}} & \text{— при поперечном пьезоэффекте.} \end{cases}$$

Нормированная переходная характеристика многослойного ПД:

$$h(t) = 1 - \frac{e^{-\frac{\xi_{33(11)}t}{T_{33(11)}}}}{\sqrt{1 - \xi_{33(11)}^2}} \sin(\omega_{33(11)}t + \varphi_{33(11)}),$$

где

$$T_{33(11)} = \sqrt{\frac{M}{C_e + C_{33(11)}}};$$

$$\xi_{33(11)} = \frac{\alpha l^2 C_{33(11)}}{3c^E\sqrt{M(C_e + C_{33(11)})}};$$

$$\omega_{33(11)} = \frac{\sqrt{1 - \xi_{33(11)}^2}}{T_{33(11)}};$$

$$\varphi_{33(11)} = \operatorname{arctg}\left(\frac{\sqrt{1 - \xi_{33(11)}^2}}{\xi_{33(11)}}\right).$$

В зависимости от нагрузки многослойный ПД описывается как электромеханическая система с распределенными или сосредоточенными параметрами.

Заключение. Полученные характеристики многослойных ПД с кодовым и параллельным управлением позволяют рассчитывать статические и динамические режимы работы многослойных ПД в зависимости от внешней нагрузки в нано- и микроманипуляторах и их физических и геометрических параметров.

Передаточные функции многослойных ПД нано- и микроперемещений при продольном и поперечном пьезоэффектах с параллельным и кодовым управлением определяют динамические характеристики систем управления деформацией многослойных пьезодвигателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Миронов В. Л.** Основы сканирующей зондовой микроскопии. М.: Техносфера, 2004. 144 с.
2. **Некоторые** физико-механические проблемы пьезоэлектрических актюаторов и области их применения / В. А. Акопьян, А. Е. Панич, А. Н. Соловьев и др. // Нано- и микросистемная техника. 2006. № 10. С. 35—40.
3. **Физическая** акустика. Т. 1. Ч. А. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Под ред. У. Мэзона. М.: Мир, 1966. 592 с.
4. **Пьезокерамические** пакетные и моноблочные пьезоактюаторы / А. Я. Сафронов, В. М. Климашин, Б. Г. Парфенов и др. // Компоненты и технологии. 2002. № 6. С. 26—28.
5. **Многослойные** пьезоэлектрические актюаторы и особенности их применения / В. К. Казаков, В. М. Климашин, В. Г. Никифоров и др. // Компоненты и технологии. 2007. № 6. С. 62—65.

УДК 62-567:62-752

Ю. А. БУРЬЯН, д-р техн. наук (Омский ГТУ), С. Н. ПОЛЯКОВ, канд. техн. наук, Е. Ю. ГЛАЗКОВА (ФГУП "НПП "Прогресс", г. Омск), e-mail: burian@omgtu.ru

Двухкаскадная система виброизоляции с гидравлическими инерционными преобразователями движения

Рассмотрены особенности работы двухкаскадной системы виброизоляции энергетических установок при применении в виброизоляционном устройстве кроме стандартных резинометаллических амортизаторов гидравлических инерционных преобразователей движения, созданных на основе резинокордной оболочки, заполненной жидкостью, что значительно повышает эффективность виброизоляции.

Ключевые слова: двухкаскадная система, виброизоляция, инерционный преобразователь движения, амортизатор, частотная характеристика.

The features of operation of two-spool system of vibration isolation of power plants at its application in vibration isolating device except standard rubber-metal absorbers of hydraulic inertia motion transformers, designed on the base of rubber-cord fluid-filled casing, which significantly increases the efficiency of vibration isolation, are considered.

Keywords: two-spool system, vibration isolation, inertia motion transformer, absorber, frequency characteristic.

Для снижения передачи вибрационных усилий на корпус судна энергетические агрегаты (двигатели, генераторы и др.) устанавливают на амортизаторы различных конструкций (АКСС, АПС и т. д.). Для повышения эффективности виброизоляции часто применяют двухкаскадную систему подвески энергетических установок.

Рассмотрим включение в виброизоляционное устройство совместно с амортизаторами гидравлических инерционных преобразователей движения. В этом случае виброизоляционная опора представляет собой единый конструктивный узел, в который кроме традиционного элемента (резинометаллического или пневматического) входит гидравлический инерционный трансформатор (ГИТ) с виброизолирующим элементом в виде резинокордной оболочки (РКО), заполненной жидкостью. Большой объем РКО с жидкостью позволяет в ГИТ варьировать в широких пределах характеристики инерционных трубок, сохранив при этом достоинства традиционных надежных и долговечных упругих элементов в опоре [1].

Перспективы использования и основы расчета гидроопор с ГИТ, разработанные в ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН, достаточно полно изложены в работах [2, 3].

На рис. 1 приведена схема опоры с виброизолятором в виде АПС и ГИТ на базе РКО типа И-09.

При воздействии на опору периодического усилия $F(t)$ со стороны виброактивного элемента кроме виброизолятора *5* виброизоляционный эффект обеспечивает возвратно-поступательное движение жидкости в ГИТ. Мембрана *4* служит для компенсации объема вытесняемой жидкости при перемещении опорной плиты *1* относительно основания *6*. Скорость жидкости в инерционных трубках больше скорости опорной плиты на величину, равную отношению площади условного поршня (в первом приближении это эквивалентная

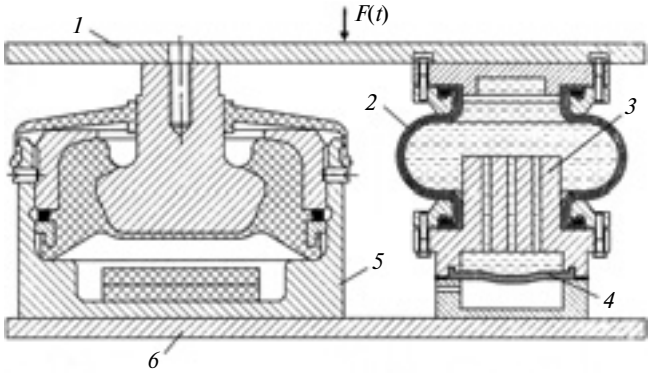


Рис. 1. Схема опоры:
1 — опорная плита; *2* — резинокордная оболочка И-09; *3* — блок инерционных трубок; *4* — мембрана; *5* — виброизолятор АПС; *6* — основание

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 9)

6. **Актюаторы** для оптических затворов и методы измерений их характеристик / К. Казаков, В. Г. Никифоров, А. Я. Сафронов, В. А. Чернов // Нано- и микросистемная техника. 2007. № 10. С. 52—55.

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

8. **Афонин С. М.** Схемы пьезодвигателей нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2012. № 6. С. 3—6.

9. **Афонин С. М.** Решение матричных уравнений в задачах электроупругости для многослойных двигателей нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2011. № 9. С. 20—25.

10. **Бесекерский В. А., Попов Е. П.** Теория систем автоматического регулирования. М.: Профессия, 2004. 752 с.

11. **Ленк А.** Электромеханические системы. Системы с сосредоточенными параметрами. М.: Мир, 1978. 284 с.

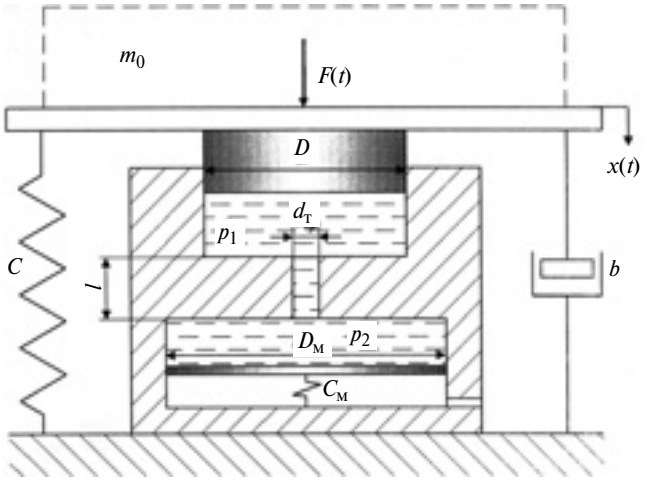


Рис. 2. Схема разделения упругой и инерционной составляющих: C — коэффициент жесткости резинометаллической опоры и резинокордной составляющей в ГИТ; b — коэффициент вязкого трения в АПС; m_0 — масса вывешиваемого тела; D и $d_т$ — соответственно диаметр условного поршня и инерционной трубки; $D_м$ и $C_м$ — эквивалентные диаметр невесомого поршня и коэффициент жесткости мембраны; l — длина инерционной трубки; p_1 и p_2 — давления в соответствующих полостях опоры

площадь сечения РКО) к площади сечения инерционной трубки. Поэтому на установленный на опоре силовой агрегат и основание будет действовать дополнительная инерционная нагрузка с приведенной массой, превышающей на два-три порядка массу жидкости в инерционных трубках. Динамический эффект от этой инерционной нагрузки обеспечивается значительным уменьшением вибрационного усилия, передаваемого на основание, в небольшом диапазоне частот настройки виброопоры с ГИТ [2].

Точное определение площади условного поршня и демпфирующей характеристики инерционных трубок — отдельная сложная задача.

Для создания математической модели и оценки эффективности опоры с ГИТ целесообразно, как это сделано в работе [2], разделить упругую составляющую и инерционную, связанную с гидравлическим преобразователем движения (рис. 2).

Кинетическая энергия жидкости определяется выражением [4]:

$$T = m\frac{\dot{x}^2}{2} + m_ж\frac{(v_т + \dot{x})^2}{2},$$

где m — масса жидкости в полостях опоры; $m_ж$ и $v_т$ — масса и относительная скорость жидкости в инерционной трубке.

Выразим относительную скорость жидкости в инерционной трубке через скорость поршня:

$$v_т = \frac{A}{S_т}\dot{x},$$

где A — площадь поршня; $S_т$ — площадь сечения инерционной трубки.

Для инерционной составляющей в соответствии с уравнениями Лагранжа второго рода получим:

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = (m + m''_{пр})\ddot{x},$$

где $m''_{пр} = m_ж(1 + A^2/S_т^2)$.

При числе инерционных трубок в ГИТ, равном N, имеем: $m''_{пр} = Nm_ж(1 + A^2/S_т^2)$.

Предположим, что диаметр трубки $d_т \approx 10$ мм, а специальных дросселирующих отверстий в ГИТ нет. В этом случае демпфирование в опоре определяется коэффициентом b вязкого трения, а система уравнений, описывающих состояние опоры, имеет вид:

$$\begin{cases} m_0\ddot{x} + b\dot{x} + Cx = F(t) - p_1A; \\ p_1 - p_2 = \dfrac{m + m''_{пр}}{A}\ddot{x}; \\ \dot{p}_2 = \dfrac{A}{S_м^2}C_м\dot{x}. \end{cases} \quad (1)$$

Решая систему уравнений (1) относительно переменной x, получим:

$$(m_0 + m + m_{пр})\ddot{x} + b\dot{x} + \left(C + \frac{A^2}{S_м^2}C_м\right)x = F(t).$$

Учитывая, что $C \gg \dfrac{A^2}{S_м^2}C_м$ и введя обозначение для приведенной массы ГИТ $m_{пр} = m + m''_{пр}$, в первом приближении для виброопоры с ГИТ запишем:

$$(m_0 + m_{пр})\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F(t). \quad (2)$$

Как правило, наибольший интерес представляют вертикальные колебания, поэтому для составления математической модели одномерной двухкаскадной системы виброизоляции принята расчетная схема, представленная на рис. 3.

Напомним, что совместная установка в опоре АПС и ГИТ на базе РКО с жидкостью позволяет в широких пределах изменять характеристики инерционных трубок, а следовательно, $m^0_{пр}$ и $m'_{пр}$.

В соответствии с уравнением (2) для принятой схемы запишем дифференциальные уравнения в обобщенных координатах x_0 и x_1:

$$\begin{cases} m_0\ddot{x}_0 + b_0(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) + c_0(x_0 - x_1) + m^0_{пр}(\ddot{x}_0 - \ddot{x}_1) = F(t); \\ m_1\ddot{x}_1 + b_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + c_0(x_1 - x_0) + c_1x_1 + b_1\dot{x}_1 + \\ + m^0_{пр}(\ddot{x}_1 - \ddot{x}_0) + m'_{пр}\ddot{x}_1 = 0. \end{cases} \quad (3)$$

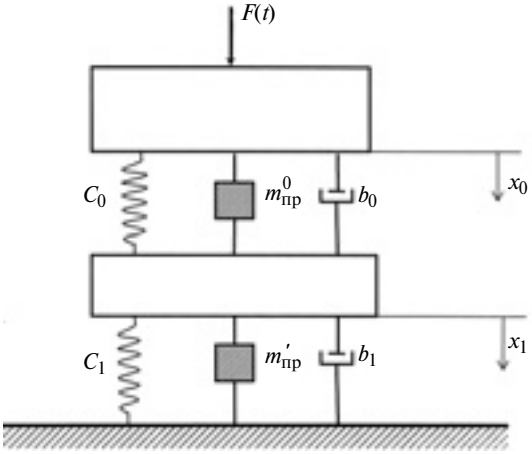


Рис. 3. Расчетная схема виброизоляции:
C_0, C_1 — коэффициенты упругости; b_0, b_1 — коэффициенты демпфирования; $m^0_{пр}$, $m'_{пр}$ — приведенные массы ГИТ

Усилие $R(t)$, передаваемое через систему виброизоляции на основание, определяется выражением:

$$R(t) = c_1 x_1 + b_1 \dot{x}_1 + m'_{пр} \ddot{x}_1 . \qquad (4)$$

Введя оператор $p = \mathrm{d}/\mathrm{d}t$, после преобразований уравнений (3) и (4) получим коэффициент передачи усилия на основание:

$$K_п = \frac{R}{F} =$$

$$= \frac{(m'_{пр} p^2 + b_1 p + c_1) \times}{[(m_0 + m^0_{пр}) p^2 + b_0 p + c_0][(m_1 + m^0_{пр} + m'_{пр}) p^2 +} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\times (m^0_{пр} p^2 + b_0 p + c_0)}{+ (b_0 + b_1) p + c_0 + c_1][m^0_{пр} p^2 + b_0 p + c_0]^2} . \qquad (5)$$

Считаем, что масса m_0 находится под действием гармонической внешней силы с амплитудой F и частотой ω. Для упрощения математического описания колебательных процессов в двухкаскадной системе будем рассматривать процессы без демпфирования.

В этом случае коэффициент передачи в функции частоты в соответствии с формулой (5) определяется выражением:

$$K_п(\omega) = \frac{(c_1 - m'_{пр}\omega^2) \times}{[c_0 - (m_0 + m^0_{пр})\omega^2] \times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\times (c_0 - m^0_{пр}\omega^2)}{\times [c_0 + c_1(m_1 + m^0_{пр} + m'_{пр})\omega^2] - (c_0 - m^0_{пр}\omega^2)^2} . \qquad (6)$$

Введем обозначения $\alpha = c_1/c_0$, $\beta = m_1/m_0$, $n_0 = m^0_{пр}/m_0$, $n_1 = m'_{пр}/m_1$, $c_0/m_0 = \omega_0^2$ и, переходя к относительной частоте $z = \omega/\omega_0$, после несложных преобразований получим выражение (6) в виде:

$$K_п(\omega) = \frac{(1 - n_0 z^2)(\alpha - \beta n_1 z^2)}{[1 - (1 + n_0) z^2][1 + \alpha - (\beta + n_0 + n_1 \beta) z^2] -} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{}{- (1 - n_0 z^2)^2} . \qquad (7)$$

По формуле (7) для различных сочетаний параметров α, β, n_0 и n_1 рассчитаны значения $K_п(z)$. Результаты расчетов представлены на рис. 4—6 (см. обложку) только для значений $K_п < 0{,}1$, т. е. без области резонансных явлений.

Проведенные исследования для однокаскадной системы виброизоляции с ГИТ показали, что по критерию минимального значения коэффициента $K_п$ виброизоляции во всем диапазоне частот оптимальные значения n лежат в пределах 4÷10, так как при $n < 4$ ухудшается виброизоляция на высоких частотах, а при $n > 10$ влияние инерционности в гидравлическом преобразователе движения мало́ и система с ГИТ приближается по свойствам к пассивным упругим виброизоляторам. Это было учтено при выборе параметров n_0 и n_1.

На рис. 5 и 6 представлены результаты расчетов по формуле (7). Если ГИТ включен только во втором каскаде виброизоляции, то $n_0 = 0$, если только в первом каскаде, то $n_1 = 0$.

Согласно рис. 4—6 настройкой параметров α, β, n_0 и n_1 можно расширить диапазон частот в низкочастотную область, для которой коэффициент $K_п$ значительно снижается по сравнению с системой без ГИТ. При этом требования к тщательности настройки системы на антирезонансные частоты [5] несколько смягчаются по сравнению с двухкаскадной системой без ГИТ.

Исследование возможного применения ГИТ в двухкаскадной системе виброизоляции энергетических агрегатов показало перспективность данного направления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Расчетно-экспериментальные** методы проектирования сложных резинокордных конструкций / И. А. Трибельский, В. В. Шалай, А. В. Зубарев, М. И. Трибельский. Омск: ОмГТУ, 2011. 240 с.
2. **Системы** виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б. А. Гордеев, В. И. Ерофеев, А. В. Синёв, О. О. Мугин. М.: Физматлит, 2004. 176 с.
3. **Мугин О. О., Синёв А. В.** Экспериментальные исследования виброизолятора с преобразованием движения инерционных элементов // Вестник научно-технического развития. 2012. № 4 (56). С. 24—31.
4. **Лойцянский Л. Г., Лурье А. И.** Курс теоретической механики М.: Наука, 1983. Т. 2. 640 с.
5. **Вибрации** в технике: Справочник / Под ред. К. В. Фролова. Т. 6. М.: Машиностроение, 1981. 456 с.

УДК [539.374:621.7].001.57

В. Л. БАРАНОВ, д-р техн. наук, А. В. КАНУННИКОВ, Р. А. ТЕР-ДАНИЛОВ, кандидаты технических наук (Тульский ГУ), e-mail: ter.danilov.roman@yandex.ru

Вероятностные характеристики распределения высоты регулярного микрорельефа как факторы управления силовыми параметрами в задачах контактной приработки

Разработан вероятностный метод определения приведенных напряжений и приведенных модулей упругости в динамических задачах контактной приработки микронеровностей с учетом законов распределения их высот. Показано, что, изменяя технологическими методами закон распределения высот микронеровностей, можно управлять параметрами контактной жесткости.

Ключевые слова: регулярный микрорельеф, вероятность распределения, контактная приработка, напряжения, модуль упругости, контактная жесткость.

The probabilistic method of determination of reduced stresses and reduced moduli of elasticity in dynamic problems of contact breaking-in of microasperities, taking into account laws of distribution of their heights, is developed. It is shown, that it is possible to control parameters of contact stiffness by changing of distribution laws of microasperities heights by technological methods.

Keywords: regular microrelief, probability of distribution, contact breakingin, stresses, modulus of elasticity, contact stiffness.

Контактная жесткость, как известно [1, 2], в значительной мере определяется податливостью условного тонкого структурно неоднородного слоя материала вблизи границы тел, называемого микрорельефом. Вычислительными и физическими экспериментами установлено влияние контактной податливости на динамику механических систем с зазорами в кинематических парах [3, 4], что указывает на возможность прогнозирования контактной жесткости с учетом комплекса геометрических и физико-механических характеристик тел, определяемых условиями их взаимодействия. Моделирование контактного нагружения реальных тел представляет значительные трудности, что обусловливает введение комплекса упрощающих допущений, одним из которых, в частности, является упрощение формы элементов микрорельефа. К тому же ряд применяемых на производстве технологических операций создает регулярные микрорельефы с геометрически правильными элементами, что позволяет, приняв указанное допущение, разрабатывать приемлемые для инженерного применения модели.

Рассмотрим одну из таких моделей, в которой элементы микрорельефа представлены стержневыми консольно защемленными элементами. Проанализируем влияние вероятностных характеристик распределения высот элементов микрорельефа на приведенные контактные напряжения и модуль упругости.

Рассмотрим нагружение регулярного микрорельефа *1* со структурой, представленной стержневыми элементами *2*, торцы которых зафиксированы на жестком основании *3* (рис. 1). В процессе эксплуатации стержневые элементы испытывают внешнюю сжимающую нагрузку со стороны плоской жесткой плиты *4*. Стержни имеют разные высоты, их закон распределения задан.

При составлении расчетной схемы (см. рис. 1) принимаем следующие допущения: трение на торцевых поверхностях отсутствует; стержни испытывают только осевое сжатие; стержни не теряют устойчивость; функция, описывающая изменение внешнего нагружения во времени, непрерывна, что позволяет не учитывать волновые процессы в материале стержней; материал стержней деформируется упруго.

Особенность принятой расчетной схемы — наличие двух систем координат: ось *Oh* задает закон распределения высот элементов микрорельефа; ось *Oz* определяет перемещения элементов среды эквивалентного слоя.

Напряжение σ_z в единичной микронеровности связано с ее осевой деформацией ε_z соотношением $\Phi(\sigma, \varepsilon_z)$ показателей свойств конкретного материала:

$$\sigma_z(\varepsilon_z) = \Phi(\sigma, \varepsilon_z).$$

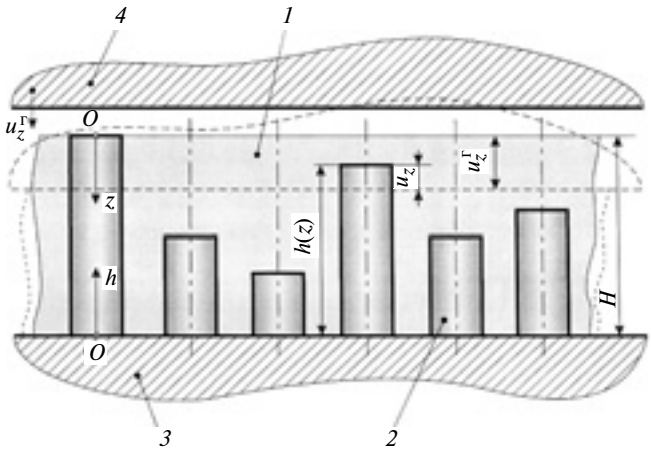


Рис. 1. Расчетная схема нагружения регулярного микрорельефа внешней сжимающей нагрузкой:
1 — эквивалентный слой; *2* — стержневая модель микронеровности; *3* — жесткое основание; *4* — деформирующая плита

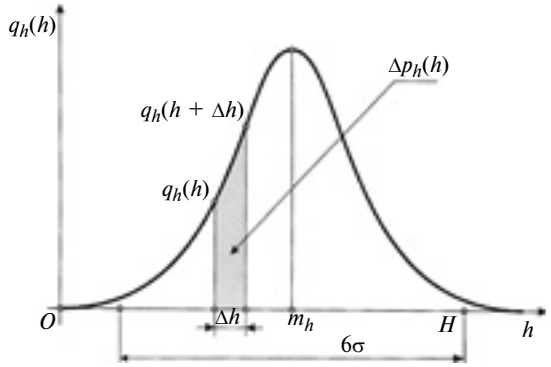


Рис. 2. Расчетная схема определения элемента вероятности распределения высотного параметра

Деформацию ε_z единичной микронеровности определяем как $\varepsilon_z = \Delta h(z)/h(z)$, и по условию, что $u_z^{\text{г}} \geqslant H - h(z)$, где $z \in [0;\ u_z^{\text{г}}]$, выделяем из всех элементов микрорельефа стержни, находящиеся в нагруженном состоянии.

Дифференциал $\Delta h(z) = u_z$ определяется выражением

$$\Delta h(z) = h(z) + u_z^{\text{г}} - H.$$

Тогда уравнение осевой деформации стержня принимает вид:

$$\varepsilon_z = 1 + \frac{u_z^{\text{г}} - H}{h(z)}. \qquad (1)$$

Для приведения $h(z)$ к относительному виду обе части уравнения связи двух систем координат Oz и Oh, т. е. $h(z) = H - z$, разделим на толщину H слоя и введем обозначение $\eta = z/H$, в результате получим:

$$h(z) = (1 - \eta)H. \qquad (2)$$

Согласно выражениям (1) и (2) уравнение осевой деформации стержневого элемента примет вид:

$$\varepsilon_z = 1 - \frac{1 - \varepsilon_z^{\text{г}}}{1 - \eta}, \qquad (3)$$

где $\eta \in [0;\ \varepsilon_z^{\text{г}}]$.

Уравнение (3) связывает относительную осевую деформацию ε_z единичной микронеровности с осевой компонентой деформации $\varepsilon_z^{\text{г}}$ эквивалентного слоя по внешней границе и относительным параметром η, определяющим в уравнении (3) высоту единичного стержня.

На рис. 2 приведена расчетная схема вероятности распределения высотного параметра $h(z)$.

Элемент вероятности Δp_h — часть площади под кривой $q_h(h)$ распределения параметра $h(z)$, есть интеграл

$$\Delta p_h = \int_{h(z)}^{h(z) + \Delta h} q_h(h)\mathrm{d}h,$$

разложение которого в ряд Тейлора в окрестности $h(z)$ по параметру Δh имеет вид:

$$\Delta p_h(h) = q_h(h)\Delta h + \frac{1}{2}\frac{\partial q_h(h)}{\partial h}\Delta h^2 + \frac{1}{6}\frac{\partial^2 q_h(h)}{\partial h^2}\Delta h^3 + \\ + \frac{1}{(n+1)!}\frac{\partial^n q_h(h)}{\partial h^n}\Delta h^{(n+1)}, \qquad (4)$$

где $n \to \infty$.

Поскольку элемент вероятности $\Delta p_h(h)$ характеризует число микронеровностей в интервале Δh, отнесенное к их общему числу на рассматриваемом участке поверхности, то элемент приведенного контактного напряжения имеет вид:

$$\Delta\tilde{\sigma}_z(\varepsilon_z) = \Phi(\sigma,\ \varepsilon_z)\Delta p_h(h), \qquad (5)$$

где $\Delta p_h(h)$ с учетом отношения дифференциалов $\frac{\partial h(z)}{\partial z}\mathrm{d}z = -H\frac{\partial \eta}{\partial z}\mathrm{d}z$, вытекающего из формулы (2), можно заменить на $\Delta p_h(h)$, тогда получим:

$$\Delta p_h(\eta) = -q_h(\eta)H\Delta\eta + \\ + \frac{1}{2}\frac{\partial q_h(\eta)}{\partial \eta}H^2\Delta\eta^2 - \frac{1}{6}\frac{\partial^2 q_h(\eta)}{\partial \eta^2}H^3\Delta\eta^3 + \ldots + \\ + \frac{(-1)^{n+1}}{(n+1)!}\frac{\partial^n q_h(\eta)}{\partial \eta^n}H^{n+1}\Delta\eta^{n+1} = \\ = \sum_{k=0}^{\infty}\frac{(-1)^{k+1}}{(k+1)!}\frac{\partial^k q_h(\eta)}{\partial \eta^k}H^{k+1}\Delta\eta^{k+1}. \qquad (6)$$

Отбросив по аналогии с выражением (4) все, кроме первого, члены выражения (6) и подставив с учетом указанной замены результат в формулу (5), получим:

$$\Delta\tilde{\sigma}_z(\varepsilon_z^{\text{г}},\ \eta) = -\Phi[\alpha,\ \varepsilon_z(\varepsilon_z^{\text{г}},\ \eta)]q_h(\eta)H\Delta\eta. \qquad (7)$$

Подставив $\Delta\tilde{\sigma}_z(\varepsilon_z^{\text{г}},\ \eta) = \frac{\partial\tilde{\sigma}_z(\varepsilon_z^{\text{г}},\ \eta)}{\partial\eta}\Delta\eta$ в выражение (7), получим:

$$\frac{\partial\tilde{\sigma}_z(\varepsilon_z^{\text{г}},\ \eta)}{\partial\eta} = -\Phi[\sigma,\ \varepsilon_z(\varepsilon_z^{\text{г}},\ \eta)]q_h(\eta)H. \qquad (8)$$

В соответствии с выражением (8) приведенное контактное напряжение определяется интегралом

$$\tilde{\sigma}_z(\varepsilon_z^{\text{г}}) = -\int_0^{\varepsilon_z^{\text{г}}}\Phi[\sigma,\ \varepsilon_z(\varepsilon_z^{\text{г}},\ \eta)]q_h(\eta)H\mathrm{d}\eta, \qquad (9)$$

а приведенный модуль упругости имеет вид:

$$\tilde{E}_z(\varepsilon_z^{\text{г}}) =$$

$$= -\frac{\partial}{\partial \varepsilon_z^{\text{г}}} \int_0^{\varepsilon_z^{\text{г}}} \Phi[\sigma, \varepsilon_z(\varepsilon_z^{\text{г}}, \eta)] q_h(\eta) H \mathrm{d}\eta \Big|_{\varepsilon_z = \varepsilon_z(\varepsilon_z^{\text{г}}, \varepsilon_z^{\text{г}})} =$$

$$= \int_0^{\varepsilon_z^{\text{г}}} \frac{\partial \Phi[\sigma, \varepsilon_z(\varepsilon_z^{\text{г}}, \eta)]}{\partial \varepsilon_z} \frac{\partial \varepsilon_z(\varepsilon_z^{\text{г}}, \eta)}{\partial \varepsilon_z^{\text{г}}} q_h(\eta) H \mathrm{d}\eta -$$

$$- \Phi[\sigma, \varepsilon_z(\varepsilon_z^{\text{г}}, \varepsilon_z^{\text{г}})] q_h(\varepsilon_z^{\text{г}}) H. \qquad (10)$$

Физический смысл выражений (9) и (10) заключается в следующем. Являясь интегральными эквивалентами соответствующих механических характеристик, они отражают приведенные к единице площади интегральные силу сопротивления и жесткость нагруженных элементов структурно неоднородного поверхностного слоя.

Исследованием [5] установлен общий характер изменения приведенного нагрузочного модуля упругости для упругого сопротивления материала стержневых элементов, распределение высот которых подчиняется нормальному закону. На рис. 3 представлена диаграмма изменения приведенного контактного напряжения σ_z, соответствующего нормальному закону распределения высот h стержневых элементов, как функции математического ожидания $\overline{m}_h$ и среднеквадратичного отклонения $\overline{\sigma}_h$, полученные при фиксированных толщине эквивалентного слоя и его относительной деформации.

С ростом дисперсии приведенное напряжение $\tilde{\sigma}_z$ уменьшается, причем характер связи не остается постоянным при изменении математического ожидания $\overline{m}_h$. Так, например, при минимальном и максимальном для приведенного графика значениях математического ожидания чувствительность $\tilde{\sigma}_z(\overline{m}_h, \overline{\sigma}_h)\big|_{\varepsilon_z^{\text{г}} = 0{,}01}$ к изменению среднеквадратичного отклонения крайне мала; в то же время при $\overline{m}_h \approx 19{,}95$ мкм она наибольшая, причем производная $\left.\dfrac{\partial \tilde{\sigma}_z(\overline{m}_h, \overline{\sigma}_h)}{\partial \overline{\sigma}_h}\right|_{\varepsilon_z^{\text{г}} = 0{,}01}$ на участке $\overline{\sigma}_h \in 19{,}85$; 19,95 мкм меняет знак.

Указанные особенности не находятся в противоречии с физическими представлениями о процессе нагружения и достоверно отражают связь вероятностных характеристик конкретного закона распределения с механическим показателем. Количественных несоответствий также не выявлено. Так в частности, максимальное значение контактного

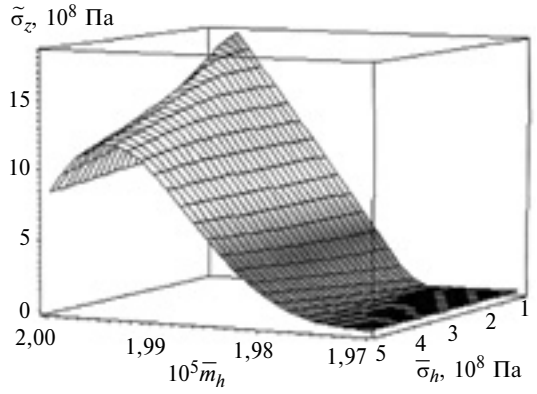


Рис. 3. Диаграмма изменения приведенного контактного напряжения $\tilde{\sigma}_z$ в зависимости от $\overline{m}_h$ и $\overline{\sigma}_h$

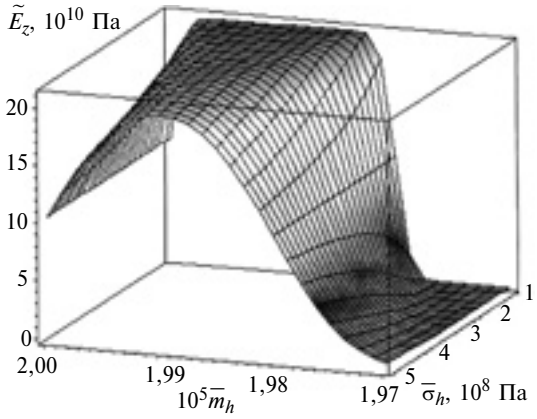


Рис. 4. Диаграмма изменения приведенного модуля упругости E_z в зависимости от $\overline{m}_h$ и $\overline{\sigma}_h$

напряжения $\tilde{\sigma}_z(\overline{m}_h, \overline{\sigma}_h)\big|_{\varepsilon_z^{\text{г}} = 0{,}01} \approx 2{,}1 \cdot 10^8$ Па, что ожидаемо.

На рис. 4 представлена диаграмма изменения приведенного модуля упругости $\tilde{E}_z(\overline{m}_h, \overline{\sigma}_h)\big|_{\varepsilon_z^{\text{г}} = 0{,}01}$ как функции математического ожидания и среднеквадратичного отклонения, которая соответствует диаграмме, приведенной на рис. 3, и не выявляет качественных и количественных противоречий полученных результатов с физическим содержанием задачи. Однако она имеет существенную особенность — плато треугольной формы, т. е. некоторую область, ограничивающую множество значений $\overline{m}_h$ и $\overline{\sigma}_h$, внутри которого приведенный модуль упругости изменяется незначительно.

Данная область приходится на видимую боковую поверхность диаграммы на рис. 3 и с учетом $\tilde{E}_z = \partial \tilde{\sigma}_z / \partial \varepsilon_z^{\text{г}}$ следует из нее. Ее наличие и значительная площадь указывают на возможность ее применения для назначения параметров технологического процесса таким образом, чтобы среди

УДК 62-822:620.17.05

А. И. НИЖЕГОРОДОВ, д-р техн. наук (Иркутский ГТУ), e-mail: nastromo_irkutsk@mail.ru

Радиально-поршневой насос с фазовым регулированием и знакопеременной подачей

Рассмотрены преимущества и возможности применения радиально-поршневого насоса повышенной герметичности с фазовым регулированием, возможностью реверсирования и создания знакопеременной подачи.

Ключевые слова: радиально-поршневой насос, фазовый регулятор, знакопеременная подача, частотный спектр, частотно-модулированные колебания, сейсмические испытания.

The advantages and opportunities of application of radial piston pump of increased hermiticity with phase regulation, possibility of reversing and obtaining of alternating-sign feed, are considered.

Keywords: radial piston pump, phase regulator, alternating-sign feed, frequency spectrum, frequency modulated vibrations, seismic tests.

При всем многообразии роторных гидромашин радиально-поршневой насос с фазовым регулированием, возможностями реверсирования и создания знакопеременной подачи, отличающийся повышенной герметичностью, может найти применение в реверсируемых гидроприводах замкнутой циркуляции, в гидроприводах машин для испытаний конструкций на знакопеременные нагрузки, а также в приводах вибрационных платформ для сейсмических испытаний макетов и фрагментов зданий [1].

На рис. 1 показан радиально-поршневой насос, который состоит из статора *1*, ротора *2* и фазового регулятора *3* с эксцентриком *4* и эксцентричным кольцом *5*, установленными соосно в корпусе. Валы фазового регулятора и ротора расположены в подшипниках *6*, *7* и *8*. В цилиндрах *9* ротора размещены поршни *10*, сопряженные торцами с эксцентриком *4*, а поперечными прорезями — с эксцентричным кольцом *5*. В корпусе насоса выполнены каналы *11* и *12* шириной, меньшей ширины ротора.

В проточках *13* установлены прижимные перемычки *14* с пружинами *15*, полости над ними сообщены через клапаны *16* и *17* с гидролиниями А и Б, чем достигается плотный контакт перемычек с ротором и высокая герметичность каналов *11* и *12*.

В перемычках размещены перепускные клапаны *18* с пружинами *19*, которые через отверстия *20* сообщаются с цилиндрами *9*, когда последние находятся под перемычками. Надклапанные пространства через отверстия *21* и *22* сообщаются с каналами *12* и *11*. С обеих сторон ротора установлены неподвижные уплотнительные диски *23* и *24* с уплотнениями *25*. Кольцевые проточки *26* в корпусе, соединенные с гидролиниями А и Б через обратные клапаны *27* и *28*, обеспечивают прижатие дисков *23* и *24* к торцам ротора и высокую герметичность каналов *11* и *12*.

Одним из недостатков радиально-поршневых насосов [2] и роторных гидропульсаторов [1] является необходимость прецизионности сложной цепи сопряжений, замыкающейся на золотниковом распределителе. Цепь включает в себя расточку ротора, его посадочные поверхности под подшипники, их базовые посадочные втулки и коллектор. Для обеспечения требуемой герметичности зазоры в гидромеханических сопряжениях золотник—ротор и золотник—коллектор выполняют шириной 0,02÷0,03 мм, поэтому остальные сопряжения должны иметь допуски 0,005÷0,05 мм [1].

Система распределения потоков в рассматриваемом насосе благодаря плавающим перемычкам

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 17)

множества реализуемых вероятностных характеристик распределения наиболее устойчиво получать требуемое значение контактной жесткости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Демкин Н. Б.** Контактирование шероховатых поверхностей. М.: Машиностроение, 1970. 226 с.

2. **Демкин Н. Б., Рыжов Э. В.** Качество поверхности и контакт деталей машин. М.: Машиностроение, 1981. 244 с.

3. **Канунников А. В.** Оптимальное проектирование патроноподающего механизма с учетом упругопластического деформирования поверхностей звеньев // Известия ТГУ. Сер. Проблемы специального машиностроения. Вып. 8. 2005. С. 282—287.

4. **Баранов В. Л., Канунников А. В.** Влияние контактного упругопластического деформирования на динамику систем циклической автоматики // Вестник машиностроения. 2006. № 4. С. 22—24.

5. **Баранов В. Л., Канунников А. В.** Силовой отклик деформируемых материалов в динамических задачах контактной приработки // Вестник машиностроения. 2008. № 11. С. 27—31.

и торцевым дискам исключает зазоры и обеспечивает высокую герметичность.

С неподвижным фазовым регулятором при положении эксцентрика *4*, показанном на рис. 1 [см. разрез *Б—Б* (при $\varphi = 0$)], гидроагрегат работает как радиально-поршневой насос с постоянной, максимальной подачей:

$$Q = 2ezS_{\text{п}}f_{\text{р}} = \frac{ezS_{\text{п}}\omega_{\text{р}}}{\pi}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где e — эксцентриситет фазового регулятора, м; z — число поршней; $S_{\text{п}}$ — площадь поршня, м^2; $f_{\text{р}}$ — частота вращения ротора, с$^{-1}$; $\omega_{\text{р}}$ — угловая скорость ротора, рад/с.

При вращении ротора по часовой стрелке поршни, втягиваемые эксцентричным кольцом *5*, переходя из положения *а* через положения *б*, *в* и *г* в положение *д*, всасывают жидкость через канал *11* из гидролинии Б. Остальные поршни, сообщенные с каналом *12*, переходят из положения *д* через положения *е*, *ж* и *з* в положение *а* и вытесняют жидкость в гидролинию А. При прохождении цилиндра под перемычкой *14* поршень переходит из положения I (показано штриховыми линиями) в положение II (мертвая точка) и завершает вытеснение жидкости в канал *12*, пока точка *М* на кромке цилиндра не совместится с точкой *Н* на кромке перемычки. В момент отсечки цилиндра от ка-

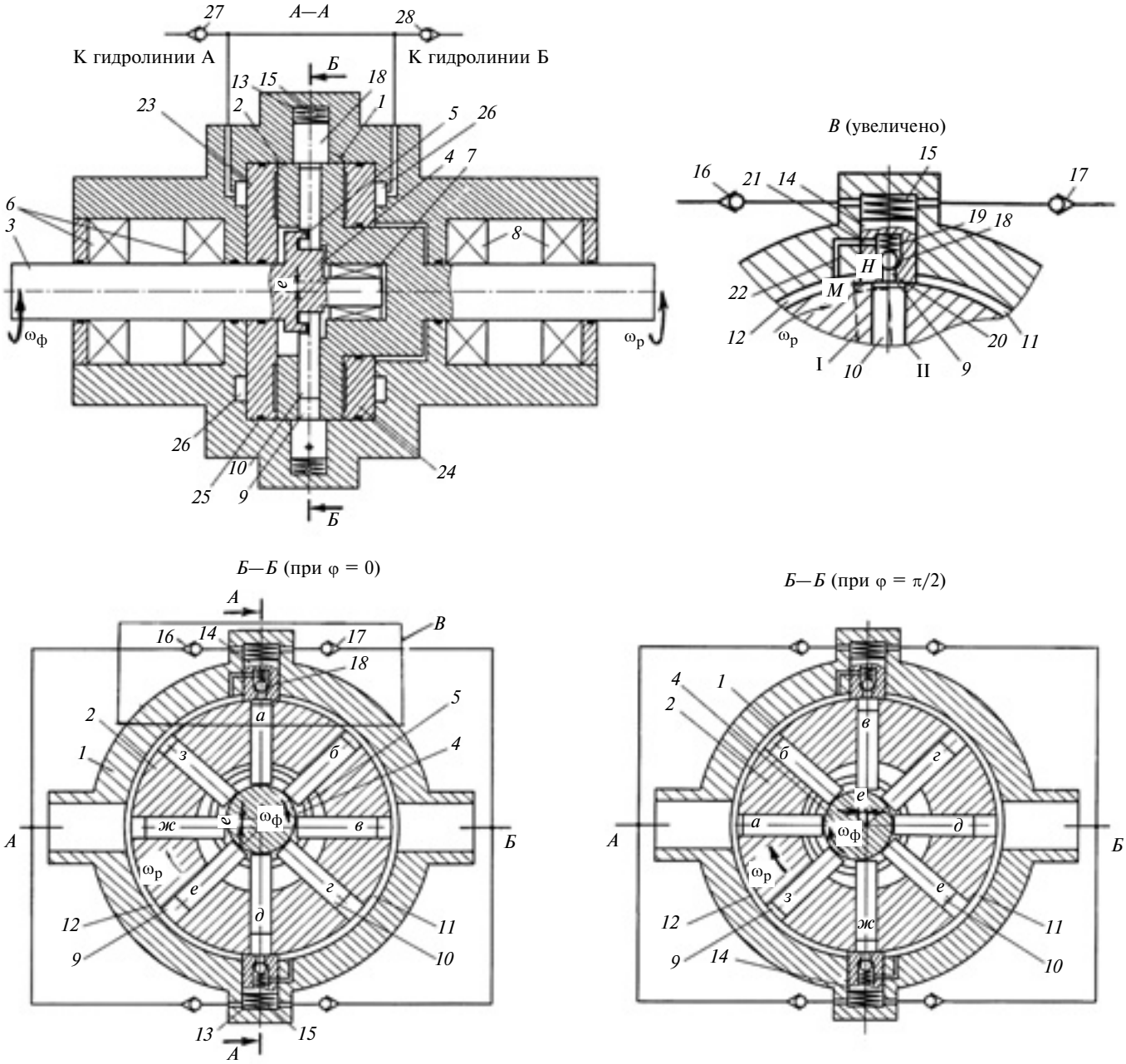


Рис. 1. Радиально-поршневой гидроагрегат

нала *12* в надпоршневой полости возникнет компрессия жидкости. Когда она превысит рабочее давление насоса, клапан *16* перепустит запертую жидкость в канал *12* по отверстиям *21* и *22*.

В первом фазовом положении регулятора [см. *Б—Б* (при $\varphi = \pi/2$)], повернутом против часовой стрелки, поршни совершают возвратный ход, переходя из положения *в* через положение *г* в положение *д*, всасывают жидкость из канала *11*, а другие поршни, переходя из положения *д*, через положение *е* в положение *ж*, вытесняют ее в канал *11*. Объемы всасываемой и вытесняемой жидкости компенсируются, подача отсутствует. Аналогично происходит взаимная компенсация объемов при переходе поршней из положения *а*, через положение *б* в положение *в* и их переходе из положения *ж* через положение *з* в положение *а*. Таким образом, первое фазовое положение соответствует моменту реверсирования потоков в гидролиниях А и Б. При прохождении цилиндров под нижней перемычкой *14* поршень *10* (см. вид *В*) переходит из положения I в положение II с максимальной скоростью, и когда точка *М* совместится с точкой *Н*, поршень вытеснит больший объем запираемой жидкости через клапан *16* и ее компрессия также будет устранена.

При переводе регулятора во второе фазовое положение ($\varphi = \pi$) подача вновь становится максимальной, но жидкость вытесняется в канал *11* и гидролинию Б, а всасывается из канала *12* и гидролинии А. Третье фазовое положение ($\varphi = 3\pi/2$) полностью соответствует первому, подача отсутствует.

В гидроприводах машин для испытаний конструкций на знакопеременные (например изгибные) нагрузки можно использовать режим качания фазового регулятора между нулевым и вторым фазовым положениями в диапазоне $\varphi = 0 \div 180°$. Частота угловых качаний определяет частоту нагружения испытуемой конструкции, а ее деформация — время t выдержки регулятора в крайних фазовых положениях и, соответственно, ход нагрузочного гидроцилиндра:

$$h = \frac{ezS_{\text{п}}\omega_{\text{р}}}{\pi}\frac{t}{F}, \text{ м}$$

где F — эффективная площадь поршня двухштокового гидроцилиндра, с которым соединен насос.

При вращении фазового регулятора с постоянной угловой скоростью например в сторону вращения ротора (см. рис. 1), его фазовое положение изменяется непрерывно: $\varphi = \omega_{\text{ф}}t$, а реверсирование подачи происходит за один оборот. Насос переходит в режим роторного пульсатора, когда в гидролиниях А и Б создается циклическое, знакопеременное движение жидкости.

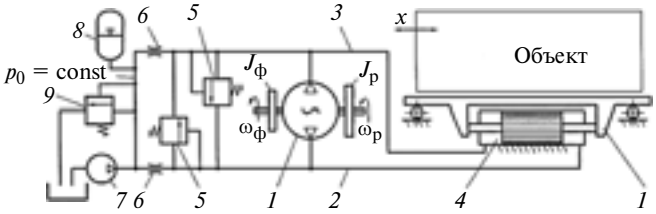


Рис. 2. Схема гидропривода платформы на основе радиально-поршневого агрегата с фазовым регулированием

На рис. 2 показана схема гидропривода платформы для сейсмических испытаний объектов на основе радиально-поршневого гидроагрегата *1*, который создает колебательные потоки жидкости в трубопроводах *2* и *3* с угловой скоростью $\omega_{\text{ф}}$, задаваемой фазовым регулятором, а гидроцилиндр *4* возбуждает колебания x платформы *10* с частотой:

$$f_{\text{ф}} = \omega_{\text{ф}}/(2\pi).$$

Привод работает при начальном давлении p_0 в системе, поддерживаемом подпиточным насосом *7*, гидроаккумулятором *8* вместе с дросселями *6*. Клапаном *9* обеспечивается настройка давления p_0, а переливные клапаны *5* исключают перегрузку гидросистемы. Для этого приводные валы ротора и фазового регулятора снабжены маховиками с моментами инерции $J_{\text{р}}$ и $J_{\text{ф}}$, сглаживающими пульсацию их крутящих моментов.

Возникновение сейсмических колебаний в зданиях и сооружениях объясняется резонансными явлениями, приводящими к необратимым деформациям их элементов и узлов [3], поэтому один из методов сейсмоиспытаний заключается в плавной развертке частоты возбуждения и предварительном сканировании испытуемого объекта в диапазоне частот $f_{\text{ф}} = 0{,}5 \div 15$ Гц (иногда более), выявлении собственных частот и в последующих испытаниях в режиме локальных резонансов.

При сканировании испытуемого объекта привод ротора задает постоянную угловую скорость $\omega_{\text{р}}$, а привод фазового регулятора — переменную $\omega_{\text{ф}}(t)$ с постоянным ускорением $\mathrm{d}\omega_{\text{ф}}/\mathrm{d}t = \text{const}$ и обеспечивает медленную развертку частоты $f_{\text{ф}}$ возбуждения в интервале $\omega_{\text{ф min}} \div \omega_{\text{ф max}}$ (рис. 3).

В отличие от роторных гидропульсаторов с управляемым распределителем [1] здесь подача жидкости в трубопроводы *2* и *3* (см. рис. 2) определяется с учетом угловой скорости фазового регулятора:

$$Q = Q_{\text{ам}}\cos\omega_{\text{ф}}t,$$

где $Q_{\text{ам}} = \dfrac{ezS_{\text{п}}}{\pi}(\omega_{\text{р}} - \omega_{\text{ф}})$ — амплитуда подачи, м^3/с.

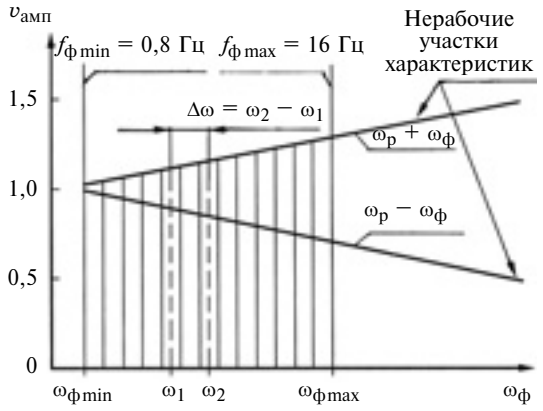


Рис. 3. Спектральная характеристика сейсмоплатформы

При этом закон колебаний испытательной платформы и ее виброскорость описываются выражениями:

$$x = \frac{ezS_п}{\pi F}\left(\frac{\omega_р}{\omega_ф} - 1\right)\sin\omega_ф t; \qquad (1)$$

$$v = \frac{ezS_п}{\pi F}(\omega_р - \omega_ф)\cos\omega_ф t. \qquad (2)$$

Спектральные характеристики испытательного стенда, развернутые в двухдекадном диапазоне от $\omega_{ф\,min}$ до $\omega_{ф\,max}$, показаны на рис. 3: однонаправленное вращение регулятора и ротора ($\omega_р - \omega_ф$) и разнонаправленное их вращение ($\omega_р + \omega_ф$).

Частотно-модулированные колебания создают непрерывный спектр, время жизни составляющих гармоник которого исчезающе мало и зависит от скорости изменения модулирующей функции $\omega_ф(t)$. Спектр колебаний реализуется во времени последовательно, а нестационарность процесса ухудшает условия возбуждения объекта, так как в нем не успевают устанавливаться соотвествующие реакции. Поэтому скорость развертки частоты должна быть небольшой. Однако интенсивность относительных уровней, например виброскоростей, взятых в третьоктавных диапазонах частотной оси в интервале $\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1$, будет иметь вполне конечное значение и, следовательно, реальный физический результат, достаточный для возбуждения резонансов конструктивных элементов объекта.

Спектральная характеристика, показанная на рис. 3, имеет рабочий диапазон частот возбуждения $f_ф = 0{,}8 \div 16$ Гц, соответствующий локальным резонансам большинства строительных сооружений.

Для исключения влияния резонанса системы платформа—объект жесткость с колебательной системы, зависящая в основном от объемов жидкости в полостях гидроцилиндра и определяемая выражением $c = 2F^2E_0/W_0$ (E_0 — модуль упругости жидкости, Н/м^2; W_0 — объем жидкости в полостях гидроцилиндра, м^3), должна быть максимальной.

Рабочие объемы гидроагрегата *1* и остальных элементов схемы гидропривода (см. рис. 2) малы по сравнению с W_0, тем не менее длины трубопроводов следует минимизировать, а всю гидроаппаратуру выполнять в едином гидроблоке.

Собственная частота f_0 колебаний платформы с учетом присоединенной массы испытуемого объекта должна не менее чем на порядок превышать верхний предел частотного диапазона $f_{ф\,max}$ = 16 Гц:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\left(\frac{1}{m_п - km_{и.о}}\right)\left(c_э + \frac{2F^2E_0}{W_0}\right)} > 10f_{р\,max},$$

где $m_п$ — масса платформы; $m_{и.о}$ — масса испытуемого объекта; k — коэффициент, определяющий долю присоединенной массы объекта; $c_э$ — эквивалентная жесткость "гидравлических пружин" гидролиний и гидроаппаратов, приведенная к поршню нагрузочного гидроцилиндра.

В режиме сейсмоиспытаний на выявленных собственных частотах объекта угловая скорость $\omega_ф$ фазового регулятора последовательно устанавливается на соответствующие резонансы и выдерживается в течение регламентированного времени. При необходимости настройки системы платформа—объект, например, на требуемые амплитуды колебаний или виброскорости в соответствии с формулами (1) и (2), угловую скорость $\omega_р$ ротора изменяют с помощью регулируемого привода.

Для того чтобы расширить возможности управления радиально-поршневым гидроагрегатом и реализовать при испытаниях амплитудную и амплитудно-частотную модуляции, наряду с фазовым регулированием необходимо обеспечить и объемное регулирование, что требует дальнейшего развития данной концепции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Испытательная** техника: Справочник. В 2 кн. / Под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 1982. Кн. 1. 528 с, Кн. 2. 560 с.

2. **Гидравлика,** гидромашины и гидроприводы: Учебник для вузов / Т. М. Башта, С. С. Руденко, Б. Б. Некрасов и др. М.: Издательский дом Альянс, 2011. 423 с.

3. **Шапиро Г. А.** Вибрационные испытания зданий / Под. ред. Г. А. Шапиро. М.: Стройиздат, 1972. 160 с.

4. **Вознесенский Е. А.** Динамические свойства грунтов и их учет при анализе вибраций фундаментов разного типа // Геоэкология. 1993. № 5. С. 37—65.

УДК 621.671

А. И. БЕДА (Сумский ГУ, Украина), e-mail: korsar4ik_4ever@list.ru

Влияние частоты вращения вала на демпфирующую силу в щелевом уплотнении центробежного насоса

Предложен расчет демпфирующей силы, возникающей в щелевом уплотнении центробежного насоса произвольной длины. Определено влияние геометрических параметров щели и частоты вращения вала на демпфирующую силу.

Ключевые слова: щелевое уплотнение, демпфирующая сила, эксцентриситет.

The analysis if damping force, taking place in groove seal of centrifugal pump of arbitrary length, is suggested. The influence of geometrical parameters of groove and frequency of shaft rotation on damping force is determined.

Keywords: groove seal, damping force, eccentricity.

В проточной части центробежных насосов для устранения значительных перетоков жидкости из зон высокого давления в зоны пониженного давления используют щелевые уплотнения, которые образуются между специально выполненными поверхностями рабочих колес и неподвижными элементами корпуса. Уплотняющий эффект основан на гидравлическом сопротивлении кольцевых дросселей с малым (0,1÷0,35 мм) радиальным зазором. В последние годы появилось большое число публикаций, в которых показано, что щелевые уплотнения центробежных машин существенно влияют на динамические характеристики ротора, так как возникающие в уплотнении гидродинамические силы в зависимости от конструкции и условий работы уплотнения могут снижать виброактивность ротора или создавать динамическую неустойчивость. Вычисление радиальной силы в щелевых уплотнениях рассматривается в многочисленных работах, и в частности в работах [1, 2]. Но в большинстве из них исследуются так называемые короткие уплотнения, в которых окружной составляющей скорости движения жидкости, обусловленной полем давлений — распределением в потоке, пренебрегают. При использовании же уплотнений, в которых окружная составляющая скорости потока сопоставима с осевой или даже превышает ее, динамические характеристики ротора, как показывают экспериментальные исследования [3], существенно изменяются.

Цель данной работы — исследование влияния частоты вращения вала (под валом подразумевается ротор в целом) на демпфирующую и циркуляционную силы в щелевом уплотнении цилиндрической формы конечной длины. Задача решается при малом радиальном смещении вала и следующих допущениях:

рассматриваются кольцевые каналы, для которых радиальный зазор значительно меньше диаметра;

режим движения жидкости по всему уплотнению — турбулентный (автомодельная область);

граничные условия — условия прилипания частиц жидкости к стенкам.

Для исследования влияния частоты вращения вала на динамические силы в щелевом уплотнении центробежного насоса рассмотрим уравнения движения жидкости в нем без учета инерционных составляющих [4]:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial p(z, x_1)}{\partial x_1} = -\dfrac{\lambda}{2h(x_1)}\dfrac{\rho v(z, x_1)}{2}u(z, x_1); \\ \dfrac{\partial p(z, x_1)}{\partial z} = -\dfrac{\lambda}{2h}\dfrac{\rho v(z, x_1)}{2}w(z, x_1); \\ \dfrac{\partial(u(z, x_1)h(x_1))}{\partial x_1} + \dfrac{\partial(w(z, x_1)h(x_1))}{\partial z} = \\ = u(h)\dfrac{\partial h(x_1)}{\partial x_1} - v(h) - u_0\dfrac{\partial h(x_1)}{\partial x_1}. \end{cases} \quad (1)$$

Здесь $p(z, x_1)$ — давление жидкости в кольцевом зазоре; $w(z, x_1)$ и $u(z, x_1)$ — осевая и окружная скорости жидкости, обусловленные полем давлений; u_0 — окружная скорость жидкости, обусловленная вращением вала; $u(h)$ и $v(h)$ — скорости подвижной точки стенки кольцевого канала в окружном и радиальном направлениях; $v = \sqrt{w^2(z, x_1) + (u(z, x_1) + u_0)^2} \approx$ $\approx w(z, x_1)\sqrt{1 + (u_0/w_0)^2}$ — скорость движения жидкости в щели (w_0 — осевая скорость жидкости между концентрично расположенными стенками канала); λ — коэффициент трения; ρ — плотность жидкости; $h(x_1)$ — радиальный зазор кольцевого канала.

Переходя к относительным переменным $\varphi = x_1/r$, $\bar{z} = z/l$ (r и l — радиус и длина уплотнения), полагая, что радиальный зазор определяется выражением $h(\varphi) = h_0 - x\cos\varphi - y\sin\varphi$ (h_0 — средний радиальный зазор; x, y — координаты центра вала в неподвижной системе координат), и учитывая вы-

ражения для $v(h)$ и $u(h)$ [1], систему уравнений (1) запишем в виде:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial p(\bar{z},\varphi)}{\partial\varphi} = -\dfrac{\lambda_1}{2h_0}\dfrac{\rho w(\bar{z},\varphi)}{2}u(\bar{z},\varphi); \\ \dfrac{\partial p(\bar{z},\varphi)}{\partial\bar{z}} = -\dfrac{\lambda_1 l}{2h(\varphi)}\dfrac{\rho}{2}w^2(\bar{z},\varphi); \\ \dfrac{\partial(w(\bar{z},\varphi)h(\varphi))}{\partial\bar{z}} + \dfrac{l}{r}\dfrac{\partial(u(\bar{z},\varphi)h(\varphi))}{\varphi} = lU(x,y,\dot{x},\dot{y},\varphi), \end{cases} \quad (2)$$

где $U(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \varphi) = \dot{x}\cos\varphi + \dot{y}\sin\varphi - 0{,}5\omega x\sin\varphi + 0{,}5\omega y\cos\varphi$; $\lambda_1 = \lambda\sqrt{1+n^2}$; $n = u_0/w_0$.

Выразив из первого уравнения системы (2) $u(\bar{z}, \varphi)$ и продифференцировав полученное выражение по переменной φ, из третьего уравнения системы (2) находим закон изменения осевой скорости жидкости в кольцевом канале:

$$w(\bar{z},\varphi) = w(0,\varphi) + \frac{l}{r}\frac{4h_0}{\lambda_1 r}\frac{1}{\rho w_0}\int_0^{\bar{z}}\frac{\partial^2 p(t,\varphi)}{\partial\varphi^2}\,\mathrm{d}t + \frac{l}{h_0}U(x,y,\dot{x},\dot{y},\varphi).$$

Для решения системы (2) в линейной постановке относительно малого параметра $U(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \varphi)$ представим осевую скорость жидкости на входе щелевого уплотнениях как $w(0, \varphi) = w_0 + \Delta wU(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \varphi)$, где $\Delta wU(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \varphi)$ — осевая скорость жидкости, обусловленная вращением вала.

Выражение для осевой скорости жидкости в кольцевом канале принимает вид:

$$w(\bar{z},\varphi) = w_0 + \Delta wU(x,y,\dot{x},\dot{y},\varphi) + \frac{l}{r}\frac{4h_0}{\lambda_1 r}\frac{1}{\rho w_0}\int_0^{\bar{z}}\frac{\partial^2 p(t,\varphi)}{\partial\varphi^2}\,\mathrm{d}t + \frac{l}{h_0}U(x,y,\dot{x},\dot{y},\varphi)\bar{z}. \quad (3)$$

Подставив формулу (3) во второе уравнение системы (2) и пренебрегая членами второго порядка малости относительно малого параметра $U(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \varphi)$, получим:

$$\frac{\partial p(\bar{z},\varphi)}{\partial\bar{z}} = -\frac{\lambda_1 l}{2h}\frac{\rho}{2}[w_0^2 + 2w_0\Delta wU(x,y,\dot{x},\dot{y},\varphi) + \frac{l}{r}\frac{8h_0}{\lambda_1 r}\frac{1}{\rho}\int_0^{\bar{z}}\frac{\partial^2 p(t,\varphi)}{\partial\varphi^2}\,\mathrm{d}t + 2\frac{w_0 l}{h_0}U(x,y,\dot{x},\dot{y},\varphi)\bar{z}. \quad (4)$$

Представим давление в щелевом уплотнении в виде:

$$p(\bar{z},\varphi) = f_0(\bar{z}) + f_1(\bar{z})U(x,y,\dot{x},\dot{y},\varphi),$$

где $f_0(\bar{z})$ — распределение давления в концентрическом зазоре, $f_1(\bar{z})U(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \varphi)$ — изменение давления, обусловленное движением вала: вал вращается с угловой скоростью ω вокруг своей оси, которая, в свою очередь, прецессирует вокруг оси втулки.

Учитывая, что

$$\frac{\partial^2 p(\bar{z},\varphi)}{\partial\varphi^2} = -f_1(\bar{z})U(x,y,\dot{x},\dot{y},\varphi) \text{ и}$$

$$\frac{\partial p(\bar{z},\varphi)}{\partial\bar{z}} = f_0'(\bar{z}) + f_1'(\bar{z})U(x,y,\dot{x},\dot{y},\varphi),$$

запишем уравнение (4) в виде:

$$f_0'(\bar{z}) + f_1'(\bar{z})U(x,y,\dot{x},\dot{y},\varphi) = -\frac{\lambda_1 l}{4h_0}\rho w_0^2 - \frac{\lambda_1 l}{4h_0}\rho\left(2w_0\Delta w - \frac{l}{r^2}\frac{8h_0}{\lambda_1}\frac{1}{\rho}\int_0^{\bar{z}}f_1(\bar{z})\mathrm{d}\bar{z} + 2\frac{w_0 l}{h_0}\bar{z}\right)U(x,y,\dot{x},\dot{y},\varphi).$$

Приравняв величины одного порядка малости относительно малого параметра $U(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \varphi)$, получим:

$$\begin{cases} f_0'(\bar{z}) = -\dfrac{\lambda_1 l}{4h_0}\rho w_0^2; \\ f_1'(\bar{z}) = -\dfrac{\lambda_1 l}{2h_0}\rho w_0\Delta w + 2\dfrac{l^2}{r^2}\displaystyle\int_0^{\bar{z}}f_1(\bar{z})\mathrm{d}\bar{z} - \dfrac{\lambda_1 l^2}{2h_0^2}\rho w_0\bar{z}. \end{cases} \quad (5)$$

Первое уравнение системы (5) характеризует распределение давления в щелевом уплотнении при концентричном расположении вала, второе — его изменение, обусловленное описанным движением вала.

Решение первого уравнения:

$$f_0(\bar{z}) = f_0(0) - \frac{\lambda_1 l}{4h_0}\rho w_0^2\bar{z},$$

где $f_0(0)$ — давление на входе в кольцевой концентрический канал.

Для нахождения решения второго уравнения системы (5) представим $f_1(\bar{z})$ в виде ряда по степеням $\bar{z}$ с неопределенными коэффициентами C_i:

$$f_1(\bar{z}) = C_0 + C_1\bar{z} + C_2\bar{z}^2 + C_3\bar{z}^3 + \ldots + C_n\bar{z}^n + \ldots. \quad (6)$$

Предположив, что ряд (6) абсолютно сходится, получим:

$$\frac{\mathrm{d}f_1(\bar{z})}{\mathrm{d}\bar{z}} = C_1 + 2C_2\bar{z} + 3C_3\bar{z}^2 + \ldots + nC_n\bar{z}^{n-1} + \ldots; \quad (7)$$

$$\int_0^{\bar{z}}f_1(\bar{z})\mathrm{d}\bar{z} = C_0\bar{z} + C_1\frac{\bar{z}^2}{2} + \ldots + C_{n-1}\frac{\bar{z}^n}{n} + \ldots. \quad (8)$$

Подставив выражения (7) и (8) во второе уравнение системы (5) и приравняв коэффициенты при одинаковых степенях $\bar{z}$, получим рекуррентные выражения:

$$\left.\begin{aligned} C_{2n+1} &= b_0^n \frac{C_1}{(2n+1)!}; \\ C_{2n} &= b_0^{n-1} \frac{2C_2}{(2n)!}, \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

где

$$C_1 = -\frac{\lambda_1 l}{2h_0} p w_0 \Delta w; \quad C_2 = -\frac{\lambda_1 l^2}{4h_0} p w_0 + \frac{b_0}{2} C_0;$$

$$b_0 = 2\left(\frac{l}{r}\right)^2.$$

С учетом формул (9) выражение (6) примет вид:

$$f_1(\bar{z}) = \frac{C_1}{\sqrt{b_0}} \operatorname{sh}(\sqrt{b_0}\,\bar{z}) + C_0 \operatorname{ch}(\sqrt{b_0}\,\bar{z}) - \\ - \frac{\lambda_1 l^2}{2b_0 h_0^2} \rho w_0 (\operatorname{ch}(\sqrt{b_0}\,\bar{z}) - 1).$$

Полученный ряд $f_1(\bar{z})$ абсолютно сходится, что не противоречит сделанному допущению и подтверждает правомерность вышеприведенных выкладок.

Таким образом, распределение давления в канале, обусловленное описанным движением вала, примет вид:

$$p(\bar{z}) = f_0(0) - \frac{\lambda_1 l}{4h_0} \rho w_0^2 \bar{z} + \\ + \left(C_0 \operatorname{ch}(\sqrt{b_0}\,\bar{z}) + \frac{C_1}{\sqrt{b_0}} \operatorname{sh}(\sqrt{b_0}\,\bar{z}) - \right. \\ \left. - \frac{\lambda_1 l^2}{2b_0 h_0^2} \rho w_0 (\operatorname{ch}(\sqrt{b_0}\,\bar{z}) - 1) \right) U(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \varphi).$$

Для нахождения $f_0(0)$, w_0 и C_0 используем граничные условия [1]:

$$\begin{cases} p(0, \varphi) = p_{10} - \xi_{11} \dfrac{\rho w^2(0, \varphi)}{2}; \\ p(1, \varphi) = p_{20} - \xi_2 \dfrac{\rho w^2(1, \varphi)}{2}, \end{cases} \qquad (10)$$

где p_{10} и p_{20} — давления перед входом в щелевое уплотнение и за щелевым уплотнением; ξ_{11} — коэффициент потерь на входе в уплотнение; ξ_2 — коэффициент восстановления осевой скорости на выходе из уплотнения.

В рассматриваемом случае система (10) принимает вид:

$$\begin{cases} p(0, \varphi) = p_{10} - \xi_{11} \dfrac{\rho}{2} [w_0^2 + 2 w_0 \Delta w U(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \varphi)] = \\ \quad = f_0(0) + C_0 U(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \varphi); \\ p(1, \varphi) = p_{20} - \xi_2 \dfrac{\rho w^2(1, \varphi)}{2} = f_0(0) - \dfrac{\lambda_1 l}{4h_0} \rho w_0^2 + \\ + \left(C_0 \operatorname{ch}(\sqrt{b_0}) + \dfrac{C_1}{\sqrt{b_0}} \operatorname{sh}(\sqrt{b_0}) - \right. \\ \left. - \dfrac{\lambda_1 l^2}{2b_0 h_0^2} \rho w_0 (\operatorname{ch}(\sqrt{b_0}) - 1) \right) U(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \varphi). \end{cases}$$

Приравняв величины одного порядка малости относительно малого параметра $U(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \varphi)$, получим:

$$\left.\begin{aligned} & f_0(0) = p_{10} - \xi_{11} \frac{\rho w_0^2}{2}; \\ & \frac{\rho w_0^2}{2} = \frac{\Delta p}{\xi_0}; \quad \Delta w = -\frac{L_1}{L_2} l_r; \\ & C_0 = \xi_{11} \rho w_0 \frac{L_1}{L_2} l_r; \quad C_1 = \xi_l \rho w_0 \frac{L_1}{L_2} l_r, \end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

где $\Delta p = p_{10} - p_{20}$ — перепад давления на щели; $\xi_l = \dfrac{\lambda_1 l}{2h_0} = \dfrac{\lambda_1 l_r r_h}{2}$ — коэффициент потерь по длине уплотнения; $\xi_0 = \xi_{11} + \xi_1 - \xi_2$ — суммарный коэффициент потерь;

$$L_1 = \xi_l r_h \frac{\operatorname{ch}(\sqrt{b_0}) - 1}{b_0} - \frac{\xi_2 r_h}{\sqrt{b_0}} \operatorname{sh}(\sqrt{b_0});$$

$$L_2 = \operatorname{ch}(\sqrt{b_0})(\xi_{11} - \xi_2) + \frac{\operatorname{sh}(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} \left(\xi_l - \xi_2 \xi_{11} \frac{l_r}{r_h} \frac{4}{\lambda_1} \right),$$

где $l_r = l/r$.

С учетом выражений (11) определим распределение давления в канале:

$$p(\bar{z}) = p_{10} - \xi_{11} \frac{\rho w_0^2}{2} - \frac{\xi_l}{2} \rho w_0^2 \bar{z} + \\ + \left(\xi_{11} \rho w_0 \frac{L_1}{L_2} l_r \operatorname{ch}(\sqrt{b_0}\,\bar{z}) + \xi_l \rho w_0 \frac{L_1}{L_2} l_r \frac{\operatorname{sh}(\sqrt{b_0}\,\bar{z})}{\sqrt{b_0}} - \right. \\ \left. - \xi_l l_r r_h \rho w_0 \frac{\operatorname{ch}(\sqrt{b_0}\,\bar{z}) - 1}{b_0} \right) U(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \varphi).$$

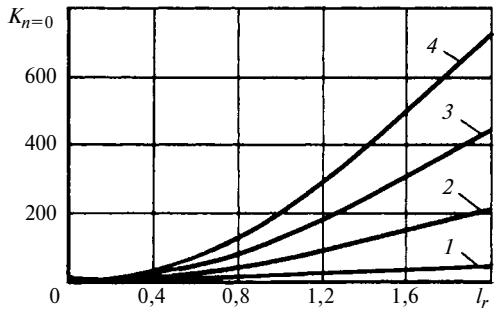


Рис. 1. Зависимости коэффициента $K_{n=0}$ от параметра l_r уплотнения при $n = 0$ и $r_h = 100$ (*1*), 300 (*2*), 500 (*3*) и 700 (*4*)

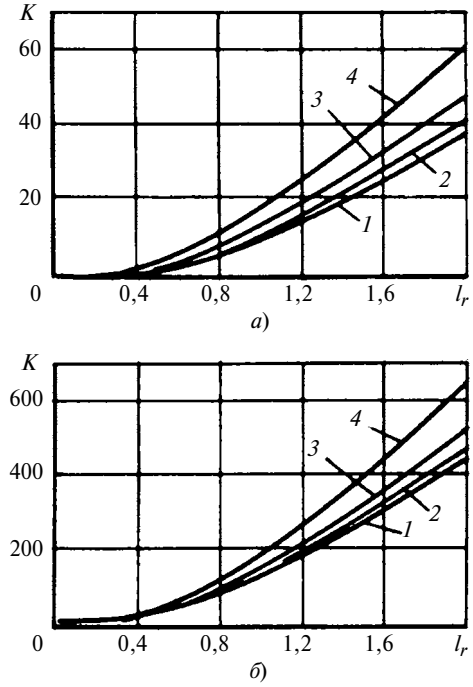


Рис. 2. Зависимости относительного коэффициента *K* демпфирующей силы от параметра l_r при $n = 0$ (*1*); 0,5 (*2*); 1,0 (*3*); 2,0 (*4*) и $r_h = 100$ (*а*) и 500 (*б*)

Найдем проекции демпфирующей и циркуляционной сил на неподвижные оси координат:

$$F_x = -rl\int_0^1\int_0^{2\pi} p(\bar{z})\cos\varphi\,d\varphi\,d\bar{z} = -rl\int_0^1\int_0^{2\pi}(f_0(\bar{z}) + f_1(\bar{z})t)\cos\varphi\,d\varphi\,d\bar{z} = -b(\dot{x} + 0{,}5\omega y);$$

$$F_y = -rl\int_0^1\int_0^{2\pi} p(\bar{z})\sin\varphi\,d\varphi\,d\bar{z} = -rl\int_0^1\int_0^{2\pi}(f_0(\bar{z}) + f_1(\bar{z})t)\sin\varphi\,d\varphi\,d\bar{z} = -b(\dot{y} - 0{,}5\omega x),$$

где коэффициент демпфирования

$$b = r^2\sqrt{\frac{2\rho\Delta p}{\xi_0}}\,\frac{\pi l_r^2 L_1}{L_2}\left[\xi_1\frac{\mathrm{ch}(\sqrt{b_0})-1}{b_0} + \xi_{11}\frac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} - \xi_l r_h\frac{1}{b_0}\,\frac{L_2}{L_1}\left(\frac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0}\bar{z})}{\sqrt{b_0}} - 1\right)\right].$$

Коэффициент циркуляционной силы $q = 0{,}5\omega b$.

Для оценки влияния геометрических параметров уплотнения на коэффициент демпфирования запишем его как:

$$b = r^2\pi\sqrt{2\rho\Delta p}\,K(l_r, r_h, n),$$

где

$$K(l_r, r_h, n) = \frac{l_r^2}{\sqrt{\xi_0}}\,\frac{L_1}{L_2}\left[\xi_1\frac{\mathrm{ch}(\sqrt{b_0})-1}{b_0} + \xi_{11}\frac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} - \xi_l r_h\frac{1}{b_0}\,\frac{L_2}{L_1}\left(\frac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0}\bar{z})}{\sqrt{b_0}} - 1\right)\right].$$

Зависимости относительного коэффициента $K_{r=0}(l_r, r_h)$ (назовем его относительным коэффициентом демпфирования) без учета вращения вала приведены на рис. 1. Так как его величина зависит только от параметров $l_r = l/r$ и $r_h = r/h_0$, т. е. от геометрии щелевого уплотнения, то приведенные зависимости позволяют оценить влияние геометрических параметров щелевого уплотнения на демпфирующую силу без дополнительных расчетов.

Влияние частоты вращения вала на коэффициент *K* демпфирующей силы определяется относительным параметром $n = u_0/w_0$. На рис. 2 приведены зависимости коэффициента *K* демпфирующей силы от параметра l_r при некоторых значениях *n* и r_h.

В результате проведенных исследований предложен коэффициент, позволяющий оценить демпфирующую силу в щелевом уплотнении по его параметрам. Установлено, что при $\frac{l}{r}\frac{r}{h_0} = \frac{l}{h_0} \leqslant 45$ коэффициент $K < 0$, т. е. демпфирующая сила становится дестабилизирующей. Увеличение параметров l_r и r_h ведет к увеличению коэффициента $K_{n=0}$. С увеличением частоты *n* вращения вала демпфирующая сила увеличивается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Марцинковский В. А.** Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.

2. **Black H. F.** Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on the Vibrations of Centrifugal Pump Rotor // Journal of Mechanical Engineering Science. 1969. V. 11. N. 2. Apr. P. 206—213.

3. **Будник А. Н., Симоновский В. И.** Экспериментальное исследование и оценивание динамических коэффициентов ротора с щелевыми уплотнениями // Экспресс-информация ЦИНТИХимнефтмаш: качество, надежность, долговечность. 1982. № 4. С. 4—6.

4. **Беда И. Н., Беда А. И.** Движение жидкости в кольцевых каналах щелевых уплотнений // Вестник Сумского ГУ. Сер. Технические науки. 2011. № 4. С. 26—33.

УДК 621.924.9.001.57

И. Г. ШИН, канд. техн. наук, М. Р. МУМИНОВ, З. А. ШОДМОНКУЛОВ
(Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности, Узбекистан), e-mail: dimashin@list.ru

Аналитические выражения энергетических процессов при ударном поверхностно-пластическом деформировании дробью металлических поверхностей

На основе кинетики контактного взаимодействия твердой сферической частицы с плоской металлической поверхностью получены аналитические выражения энергетических процессов для оценки скрытой энергии деформации, определяющей технологические остаточные напряжения при дробеударном упрочнении.

Ключевые слова: дробеударное упрочнение, термодинамика, кинетическая энергия, энергия удара, упругая и пластическая деформации, скрытая энергия, баланс.

The analytical expressions of energy processes for assessment of lateral energy of deformation, which defines technological residual stresses at shot peening, are obtained basing on kinetics of contact interaction between solid spherical particle and flat metal surface.

Keywords: shot peening, thermodynamics, kinetic energy, impact energy, elastic and plastic deformations, latent energy, balance.

Различные технологические операции по формоизменению деталей (точение, шлифование) и отделочно-упрочняющей обработке (обкатка шариком или роликом, обдувка дробью и др.) характеризуются непосредственным контактом рабочих поверхностей инструмента (режущего или упрочняющего) с обрабатываемой поверхностью. Съем припуска и упрочняющее воздействие происходят в условиях упругопластических деформаций материала и интенсивного трения контактных поверхностей инструмента и детали, что обусловливает массо-, тепло- и энергопереносы между взаимодействующими телами. Следовательно, построение энергетической модели формирования поверхностного слоя заданного качества может базироваться на термодинамическом описании процесса трения твердых тел.

Пара трения — открытая термодинамическая система [1, 2], в которой непрерывно происходят перенос и трансформация энергий, поэтому к ней применимы основные положения термодинамики необратимых процессов, что предусматривает детальный анализ источников энергетических потоков и их преобразований в процессе пластических деформаций материалов, составляющих основу контактного взаимодействия инструмента с деталью.

Механизмы формирования технологических остаточных напряжений и разрушения материалов при дробеударной обработке обусловлены в основном силовыми и энергетическими воздействиями, которые определяют напряженное и энергетическое состояния поверхностного слоя обрабатываемой детали.

Кинетическая энергия дроби в соответствии с первым началом термодинамики (общим законом сохранения энергии) преобразуется при дробеударной обработке в другие виды энергии, главным образом в потенциальную и тепловую. Потенциальная энергия в свою очередь преобразуется в энергию общей упругой деформации и энергию пластических деформаций (энергию остаточных напряжений).

Энергетическая модель [3] в исследованиях поверхностного слоя детали при дробеударном упрочнении базируется на балансе энергий. Проанализируем с учетом энергетических соотношений процесс соударения шара (дроби) с плоской поверхностью тела на основе кинетики контактного ударного взаимодействия каждого этапа по отдельным этапам движения шара.

На первом этапе имеет место упругое внедрение шара в тело на глубину h_1 (рис. 1, *а*). Напряжение в центре зоны контакта повышается до предела пропорциональности. Часть кинетической энергии шара (W_1) преобразуется

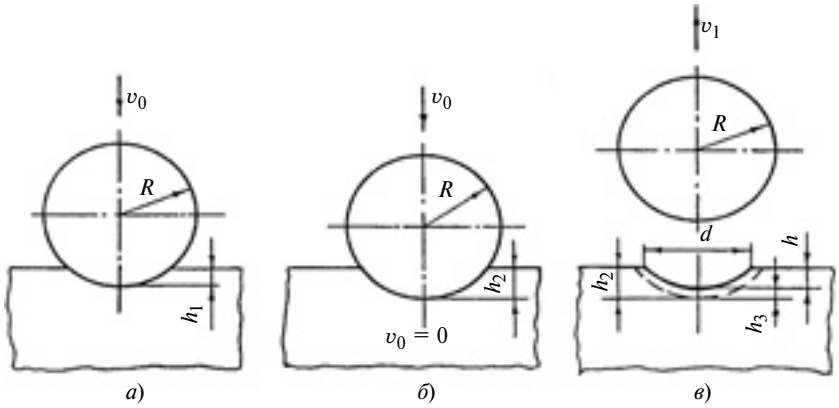


Рис. 1. Этапы взаимодействия дроби (шара) при ударе по плоской поверхности тела: *а* и *б* — упругое и пластическое внедрения шара; *в* — отскок шара от поверхности

в энергии: упругой деформации ($W_{у1}$) (до предела пропорциональности); контактного трения шара и деформируемого слоя тела ($W_{тр1}$); волновую энергию $W_в$, распространяющуюся в глубину поверхностного слоя. Таким образом, получим уравнение баланса энергий:

$$W_1 = W_{у1} + W_{тр1} + W_в.$$

Второй этап — пластическое внедрение шара в тело (рис. 1, *б*). Часть кинетической энергии (W_2) преобразуется в энергии: пластической деформации ($W_{пл}$) и трения шара и деформируемого слоя тела ($W_{тр2}$) при внедрении шара с глубины h_1 до глубины h_2.

$$W_2 = W_{пл} + W_{тр2}.$$

В момент полной остановки, когда скорость шара $v = 0$, он находится на максимальной глубине h_2.

Третий этап (рис. 1, *в*) — энергия $W_{у3}$ упруго напряженного металла на пути h_3 преобразуется в кинетическую энергию W_3, вследствие чего шар отскакивает от поверхности тела, при этом на разрыв адгезионного сцепления шара с деформируемым слоем тела затрачивается энергия $W_{сц}$:

$$W_3 = W_{у3} - W_{сц}.$$

Запишем уравнение баланса энергий шара по этапам до момента его полной остановки:

$$W_0 = W_1 + W_2 = W_{у1} + W_{тр1} + W_в + W_{пл} + W_{тр2}. \quad (1)$$

В момент отскока уравнение баланса энергий имеет вид:

$$W_{от} = W_3 = W_{у3} - W_{сц}. \quad (2)$$

Разница кинетической энергии W_0 шара в момент удара и энергии $W_{от}$ отскока составляет энергию, затрачиваемую на удар:

$$W_{уд} = W_0 - W_{от}. \quad (3)$$

Подставив в уравнения (3) выражения (1) и (2), получим:

$$W_{уд} = [(W_{у1} - W_{у3}) + W_{пл}] + (W_{тр1} + W_{тр2} + W_{сц}) + W_в$$

или

$$W_{уд} = W_{упл} + W_{тр} + W_в, \quad (4)$$

где $W_{упл} = W_{у1} - W_{у3} + W_{пл}$ — энергия, затрачиваемая на упругопластическую деформацию поверхностного слоя; $W_{тр} = W_{тр1} + W_{тр2} + W_{сц}$ — энергия, расходуемая на трение и разрыв адгезионного сцепления.

В выражении (4) можно пренебречь энергиями $W_{тр}$ и $W_в$ ввиду их малости (в сумме 1÷3 % [4]). Поэтому можно предположить, что энергия $W_{уд}$ удара равна энергии $W_{упл.д}$, затрачиваемой на упругопластическую деформацию поверхностного слоя металлического тела и являющейся источником теплоты, выделяющейся при ударе. Тогда с учетом выражения (3) получим:

$$W_{уд} = W_{упл.д} = W_0 - W_{от} = W_0(1 - k^2), \quad (5)$$

где k — коэффициент восстановления скорости шара при ударе.

Для оценки остаточных напряжений материала после удара важна часть кинетической энергии W_0 шара, которая передается некоторому объему материала тела при контакте, т. е. энергия $W_{уд}$ удара. Рассеяние этой энергии в поверхностном слое тела обусловливает напряженно-деформированное состояние упрочненной поверхности, что и определяет ее эксплуатационные свойства.

На рис. 2 представлена энергетическая модель взаимодействия дроби (шара) и обрабатываемой детали, описываемая уравнением энергетического баланса

$$W_0 = Q + \Delta U + W_{пер} + W_{отн} + \Delta U_ш, \quad (6)$$

где $W_{пер} = mv_1^2/2$ — энергия переносного движения шара, отскочившего от упрочняемой поверхности со скоростью v_1; $W_{отн}$ — энергия относительного движения (вращения) отскочившего шара.

Для определения энергии относительного движения шара используем модель и зависимость взаимодействия тел при ударе, приведенные в работе [5]. Во время удара шара по поверхности тела происходит перемещение центра масс шара. Однако с учетом того, что перемещение h шара радиусом R в вертикальном направлении мало ($h \ll R$) и мало время Δt контакта его с телом, предположим, что центр масс шара находится в точке, соответ-

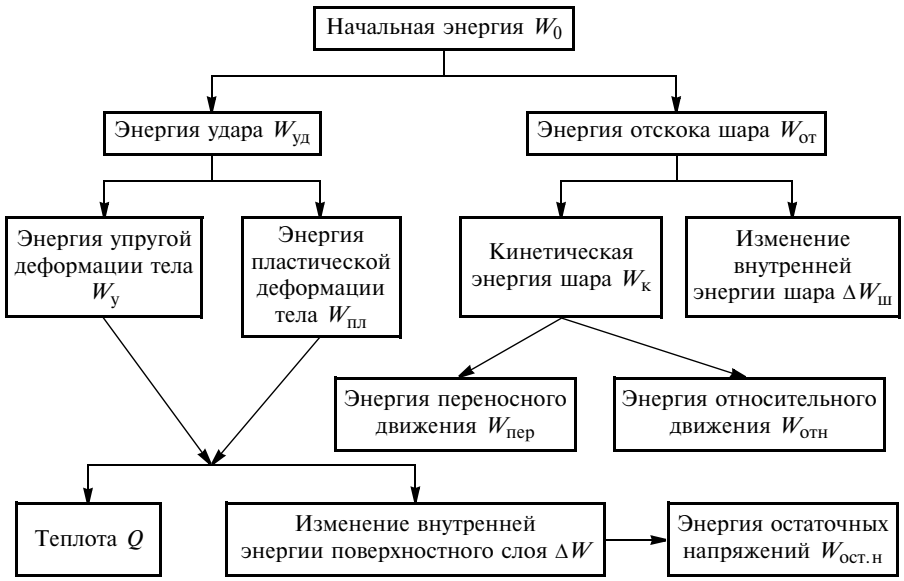


Рис. 2. Модель взаимодействия дроби (шара) и детали при ударном упрочнении на основе энергетического баланса

ствующей максимальной глубине h_{max} внедрения шара. В течение всего времени контакта на шар действует постоянная тангенциальная составляющая T силы реакции материала тела, параллельная его поверхности, которая, являясь равнодействующей распределенных сил на поверхности контакта, воздействует на шар радиусом R в точке, соответствующей максимальной глубине его внедрения. С учетом вышеизложенного запишем уравнение

$$W_{отн} = \frac{15}{16}\frac{T^2(\Delta t)^2}{\pi R^3 \rho},$$

где ρ — плотность материала шара.

Составляющие $W_{пер}$, $W_{отн}$ и $\Delta U_ш$ энергетического баланса (6) важны при исследовании износа шара в результате ударного взаимодействия с поверхностью материала. Однако наибольший интерес представляет составляющая баланса энергий $W_{уд} = Q + \Delta U$, которая локализуется в микрообъеме контактного взаимодействия. Диссипация энергии $W_{уд}$ удара в соответствии с первым законом термодинамики приводит к выделению теплоты, часть энергии $W_{уд}$ расходуется на структурные и фазовые превращения, аккумулируется в образовавшихся дефектах структуры (дислокациях), вызывая деформационное упрочнение и формирование остаточных напряжений.

При контакте двух тел возможно их частичное разрушение и отделение частиц материала. При этом часть энергии удара расходуется на разрушение и сообщение отделившимся частицам кинетической энергии.

Для представленного в работе [5] расчета "энергии, поглощаемой материалом", т. е. энергии удара, предварительно на специальной экспериментальной установке типа пневматической пушки определяли реакции материала и продолжительность контакта. Приравняв энергию $W_{уд}$ удара к максимальной работе A сил реакции материала, получили выражение

$$W_{уд} = A = Nh + Tl, \qquad (7)$$

где N и T — нормальная и тангенциальная составляющие силы реакции материала; h — глубина лунки; l — путь проскальзывания частицы по материалу.

В настоящей работе предлагается, не проводя экспериментальных исследований и вычислений по формуле (7), определять энергию удара по зависимости (5), используя коэффициент k восстановления скорости, аналитическая зависимость которого получена в работе [6].

Энергетическая модель взаимодействия дроби и упрочняемого поверхностного слоя тела при дробеударной обработке, построенная на основе баланса энергии (см. рис. 2), позволяет заключить, что скрытая энергия U_s деформации равна изменению ΔU внутренней энергии поверхностного слоя тела и на основе термодинамического анализа пластической деформации металла при дробеударном упрочнении определяется выражением

$$U_s = \Delta U = W_{уд} - Q.$$

Зная скрытую энергию U_s деформации, рассчитаем остаточные напряжения $\sigma_{i\,ост}$ в упрочняющем слое, характеризующие энергию $W_{ост.н}$ остаточных напряжений. Проанализируем теплофизический процесс [7] при ударе дроби по обрабатываемой поверхности для определения количества теплоты Q, выделяемой в результате диссипации механической энергии.

Согласно работе [8] одна из составляющих теплоэнергетического баланса процесса пластической деформации при механической обработке металлов — скрытая энергия U_s деформации, представляет собой комплексный показатель физико-механического состояния поверхностного слоя обрабатываемой детали, характеризующий распределение энергетических затрат на внешние и внутренние процессы контактного взаимодействия инструмента с поверхностным слоем. Кроме того, скрытая энергия деформации является потенциальной энергией, расходуемой на изменение кристаллической решетки наклепанного металла, и ее можно использовать для оценки макро- и микропреобразований при пластической деформации металла. Так как эта энергия аккумулируется по сравнению с тепловой энергией в значительно меньших объемах, ее удельные величины соизмеримы с показателями процессов при термической обработке. Так, при дробеударном упрочнении углеродистой стали У8Г скрытая энергия на глубине поверхностного слоя $h = 0{,}05$ мм составила $U_s = 0{,}0187$ Дж/мм^3, а на глубине $h = 0{,}2$ мм уменьшилась до 0,0136 Дж/мм^3 [9].

Таким образом, на основе баланса энергий с учетом и кинетики контактного взаимодействия при соударении шара с плоской поверхностью тела получены энергетические соотношения процесса дробеобработки, которые можно использовать при оценке состояния поверхностного слоя обработанной детали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Эбелинг В.** Образование структур при необратимых процессах. М.: Мир, 1979. 279 с.
2. **Новиков И. И.** Термодинамика. М.: Машиностроение, 1984. 592 с.
3. **Шин И. Г.** Структурно-энергетический подход при оценке остаточных напряжений в поверхностном слое деталей, упрочненных в процессе механической обработки // Республ. науч.-техн. конф. "Приватизация предприятий текстильной и легкой промышленности, проблемы внедрения новой техники и техно-

УДК 621.833

В. И. КОРОТКИН, канд. техн. наук, Д. А. ГАЗЗАЕВ (НИИ механики и прикладной математики им. И. И. Воровича Южного федерального университета, г. Ростов-на-Дону), e-mail: korotkin@math.rsu.ru

Моделирование контактного взаимодействия зубьев колес зубчатых передач Новикова[1]

Приведены результаты моделирования взаимодействия зубьев колес цилиндрических зубчатых передач Новикова. Критерием является эффективное контактное напряжение с использованием допускаемого контактного напряжения линейного контакта. Рассматриваются напряженные состояния зубьев и расположения контактных площадок для разных фаз зацепления.

Ключевые слова: передача Новикова, моделирование, эффективное контактное напряжение, фазы зацепления.

The results of modeling of interaction of gear teeth in cylindrical Novikov's gears are presented. The criterion is the effective contact stress using allowable contact stress of linear contact. The stressed states of teeth and locations of contact areas for different phases of mesh are considered.

Keywords: Novikov's gear, modeling, effective contact stress, phases of mesh, stressed state.

В передачах Новикова взаимодействие зубьев колес происходит на участках головок зубьев одного из колес и ножек зубьев парного колеса. При этом форма площадки контакта близка к эллиптической [1]. Напряженное состояние поверхностей зубьев во многом зависит от кривизны этих поверхностей. Известно, что в передаче Новикова даже из высокотвердых сталей зубья быстро прирабатываются [2]. При этом разность $\Delta\rho$ профильных радиусов кривизны ножки (ρ_f) и головки (ρ_a) парных зубьев существенно уменьшается, а малая полуось площадки контакта эллипсной формы определяется выражением

$$b_H = 0{,}5l = 0{,}5Z_lK_ll_k, \qquad (1)$$

где l_k — высота хорды активной головки зуба исходного контура; K_l — коэффициент уменьшения высоты активной головки зубьев при нарезании; Z_l — коэффициент приработки, зависящий от твердостей поверхностей зубьев [2].

При моделировании контактной напряженности и выносливости зубьев следует учитывать приработку. Для исследуемых передач с исходным контуром по ГОСТ 30224—96 [3] параметр l_k соответствует $0{,}776m$, где m — модуль зацепления [2]. Тогда по формуле (1) получим усредненную величину $b_H^* = 0{,}33$, введенную в вычислительную программу. (Здесь и далее звездочкой отмечены параметры, отнесенные к модулю).

При теоретически линейном контакте зубьев их контактная напряженность оценивается нормальными напряжениями σ_H [4]. Для точечного контакта зубьев, что имеет место в передачах Новикова, в качестве критерия используют эффективные контактные напряжения σ_H, определяемые в соответствии с энергетической теорией прочности и учитывающие форму площадки локального контакта [5].

Для получения искомых эффективных напряжений была численно решена пространственная контактная задача с заранее неизвестными формой и размерами площадки контакта. Винтовой зуб колеса Новикова заменен эквивалентным прямым зубом, а активная ножка парного колеса — упругим индентором с гиперболической рабочей поверхностью, имеющей в контакте профильный радиус ρ_f кривизны (вогнутая часть) и приведенный главный продольный радиус ρ_β кривизны (выпуклая часть). Расчетный угол наклона линии действия нормальной силы $F_n = F_t/\cos\alpha_k$ (F_t — окружная сила) к оси

[1] Работа выполнена при частичной финансовой поддержке РФФИ, грант 13-08-00386.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 28)

логии". 1996. Наманган: НИЭИ. С. 290, 291.

4. **Инженерные** методы исследования ударных процессов / Г. С. Батуев, Ю. В. Голубков, А. К. Ефремов, А. А. Федосов М.: Машиностроение, 1977. 240 с.

5. **Назаров С. И., Червяков И. Б.** Энергетический баланс контактного взаимодействия твердой сферической частицы с поверхностью материала // Трение и износ. 1982. Т. 3. № 5. С. 903—908.

6. **Джураев А. Д., Шин И. Г.** О коэффициенте восстановления скорости при ударе твердой сферической частицы о плоскую металлическую преграду // Изв. вузов. Сер. Технические науки. Ташкент: 1995. № 1—4. С. 121—129.

7. **Шин И. Г.** Расчет температуры в зоне контакта при дробеударном упрочнении деталей машин // Вестник машиностроения. 2010. № 1. С. 67—69.

8. **Старков В. К.** Дислокационные представления о резании металлов. М.: Машиностроение, 1979. 160 с.

9. **Шин И. Г., Джураев А. Д.** Эффективность дробеударного упрочнения зубьев дисковых пил машин первичной обработки хлопка // Проблемы текстиля. 2009. № 1. С. 7—11.

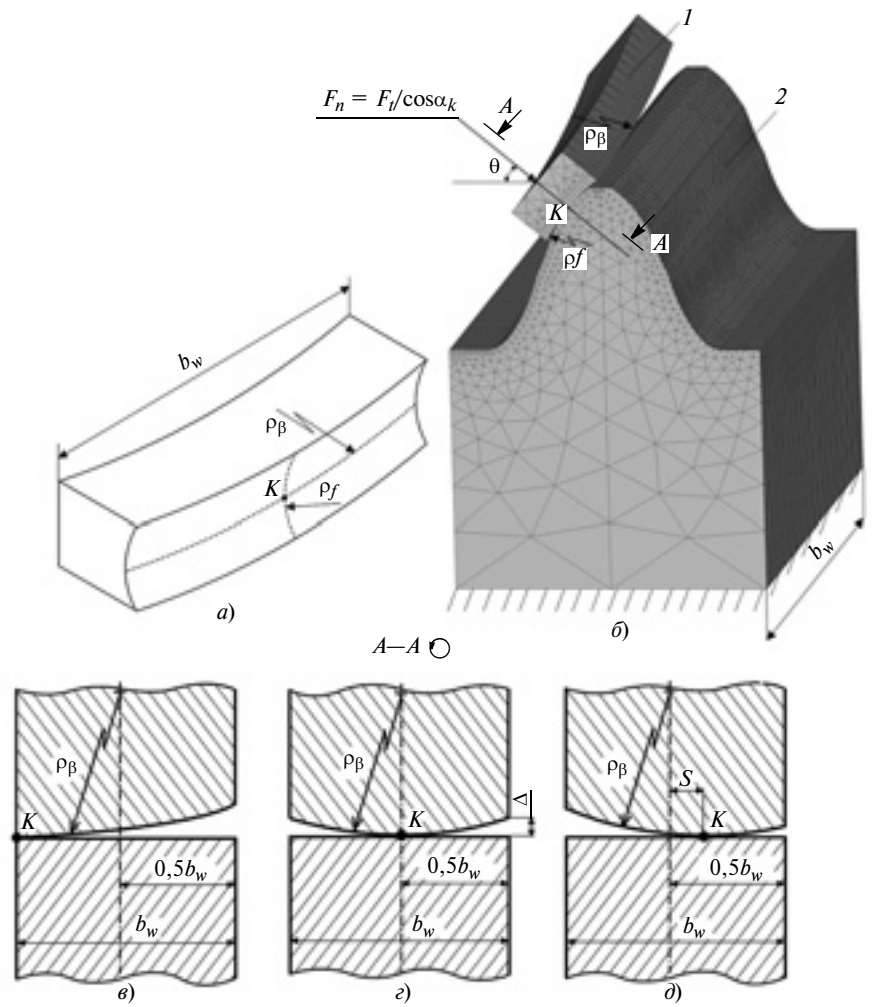


Рис. 1. Упругий индентор (*а*), модель его взаимодействия с зубом (*б*) и разные фазы зацепления: контакт на торце, $S = 0{,}5b_w$ (*в*); контакт в середине зуба, $S = 0$ (*г*); общий случай, $0 < S < 0{,}5b_w$ (*д*)

симметрии головки зуба зубчатого колеса равен $\pi/2 - \theta$, здесь

$$\theta = \alpha_k + 2[l_a^* + (x^* - x_a^*)\mathrm{ctg}\alpha_k]/z_\nu,$$

где z_ν — приведенное число зубьев; x^* — смещение исходного контура при нарезании зубьев; α_k, l_a^*, x_a^* — параметры исходного контура [3].

На рис. 1, *а*—*д*, показан упругий индентор, модель взаимодействия индентора *1* с исследуемым зубом *2* и разные фазы зацепления, определяемые расстоянием $\pm S$ контактной точки K от середины зубчатого венца.

Моделирование выполняли в конечно-элементном пакете ANSYS. Для этого были разработаны программы на языке APDL. При моделировании в приповерхностном слое контактирующих тел выделены зоны регулярного разбиения в виде эквидистантных поверхностей. Для построения поверхности зуба использовали сплайн-интерполяцию второго порядка. Конечно-элементная модель сформирована с применением квадратичных элементов SOLID95 и контактной пары CONTA 174—TARGE 170. Граничные условия для зуба *2* принимали те же, что и в задаче о действии на зуб сосредоточенной силы [6].

Граничные условия для индентора *1*: нагрузка прилагалась к верхней поверхности индентора, которая перемещалась параллельно самой себе строго в направлении нормальной силы, т. е. по нормали к поверхности зуба *2* в точке K.

При фиксированной ширине b_H площадки контакта на контактное напряжение влияет ее размер вдоль зуба. Форма площадки контакта несколько отличается от эллипса, а ее большая полуось a_H несколько превышает герцевскую величину [7], что показало и моделирование. Это связано с изгибной деформацией зуба. Однако корреляция полудлины реальной площадки контакта и расчетной a_H^* позволяет рассчитать эффективные напряжения по Герцу с учетом установленного моделированием поправочного коэффициента.

Базовое расчетное эффективное напряжение $\sigma_{H\text{э}}^0$ при расположении теоретической точки контакта в середине длины зуба ($S = 0$) при коэффициенте Пуассона $\mu = 0{,}3$ составит [5]:

$$\sigma_{H\text{э}}^0 = \frac{0{,}6F_n\sqrt{1-\beta+\beta^2}}{\pi a_H b_H(1+\beta)}, \qquad (2)$$

где $\beta = b_H/a_H$ — коэффициент эллиптичности.

Задавая отношение $\psi = a_H/b_w$ (b_w — длина зуба) с помощью полных эллиптических интегралов K и F модуля $\upsilon = \arccos\beta$ [8] найдем отношение профильного приведенного главного радиуса кривизны к продольному радиусу контактирующих поверхностей зубьев ($C_{\alpha\beta} = \rho_\alpha/\rho_\beta$) [5]:

$$C_{\alpha\beta} = (K - F)/(F\beta^{-2} - K),$$

и радиус ρ_β из формулы $a_H = n_e(F_n\rho_\beta/E)^{1/3}$, где $n_e = 1{,}2023[(K - F)/(1 - \beta^2)]^{1/3}$; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа — принятый модуль упругости.

Тогда радиус индентора $\rho_f = \rho_a + \Delta\rho$, здесь $\Delta\rho = (\rho_a)^2/(\rho_\alpha - \rho_a)$, где $\rho_\alpha = C_{\alpha\beta}\rho_\beta$.

Исходные параметры и результаты расчета и моделирования максимальных по длине зуба базовых эффективных напряжений $\sigma_{H\text{э}}$ приведены в

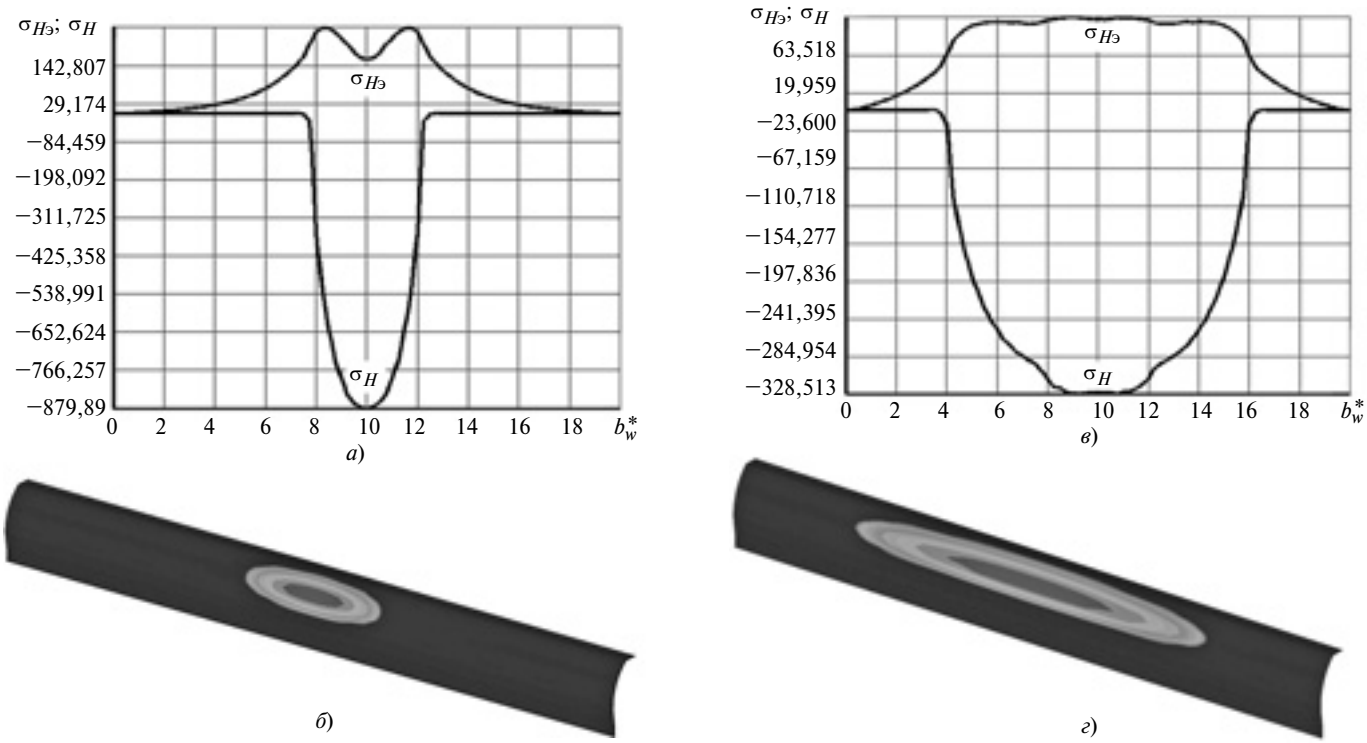


Рис. 2. Зависимости нормальных (σ_H) и эффективных ($\sigma_{H\text{э}}$) базовых напряжений от b_w^* при ψ = 0,10; ρ_β^* = 338,6 (*а*) и ψ = 0,25; ρ_β^* = 3784 (*в*) от b_w^* и площадки контакта (*б*, *г*), полученные моделированием при *S* = 0 для передач с параметрами:
m = 1 мм; x^* = 0; z_v = 18; b_w^* = 20; b_H^* = 0,33; F_t = 1000 Н

табл. 1, анализ которых показал, что во всех случаях $\sigma_{H\text{э}} < \sigma_{H\text{э}}^0$, что объяснялось ранее увеличенной длиной площадки контакта по сравнению с расчетной. Для перехода от расчетного значения эффективного напряжения к значению, полученному моделированием, введем поправочный коэффициент, описываемый интерполяционным полиномом, содержащим ψ:

$$K_\psi = \sigma_{H\text{э}}/\sigma_{H\text{э}}^0 = -933{,}33\psi^4 + 706{,}67\psi^3 - 189{,}67\psi^2 + 20{,}63\psi + 0{,}13. \quad (3)$$

Из формулы (2) следует, что расчетная контактная напряженность в передачах с одинаковым параметром $\lambda = F_t/m^2$ при прочих равных условиях одинакова. Этот же принцип сохраняется и при моделировании (табл. 2). Универсальный параметр λ, названный фактором напряженности, применим и при определении изгибных напряжений в галтели зуба.

На рис. 2 приведены зависимости нормальных и эффективных базовых (при $S = 0$) напряжений от b_w^* и площадки контакта для передачи с параметрами: $m = 1$ мм; $x^* = 0$; $z_v = 18$; $b_H^* = 0{,}33$; $F_t = 1000$ Н при $\psi = 0{,}10$, $\rho_\beta^* = 338{,}6$ и $\psi = 0{,}25$, $\rho_\beta^* = 3784$.

Заметим, что если в передаче с $\psi = 0{,}25$ (см. рис. 2, *в*) максимумы базового нормального и эффективного напряжений приходятся на центр контактной площадки, т. е. на точку теоретического контакта, то в передаче с $\psi = 0{,}10$ (площадка короче) максимум нормального напряжения остается в центре площадки, а эффективного — приходится на крайние ее участки (см. рис. 2, *а*).

Таблица 1

Исходные параметры и базовые эффективные контактные напряжения, полученные расчетом ($\sigma_{H\text{э}}^0$) и моделированием ($\sigma_{H\text{э}}$) как максимальные по длине зуба (F_t = 1000 Н; m = 1 мм; z_v = 18; x^* = 0; b_H^* = 0,33; b_w^* = 20)

$\psi = a_H^*/b_w^*$	a_H^*	β	ρ_β^*	ρ_α^*	$\Delta\rho^*$	ρ_f^*	$\sigma_{H\text{э}}^0$, МПа	$\sigma_{H\text{э}}$, МПа
0,05	1	0,3300	58,9	10,947	0,1923	1,550	469	363
0,10	2	0,1650	338,6	21,031	0,0937	1,452	282	256
0,15	3	0,1100	973,5	31,198	0,0618	1,420	202	175
0,20	4	0,0825	2084,0	41,402	0,0461	1,404	157	131
0,25	5	0,0660	3784,0	51,622	0,0367	1,395	128	107

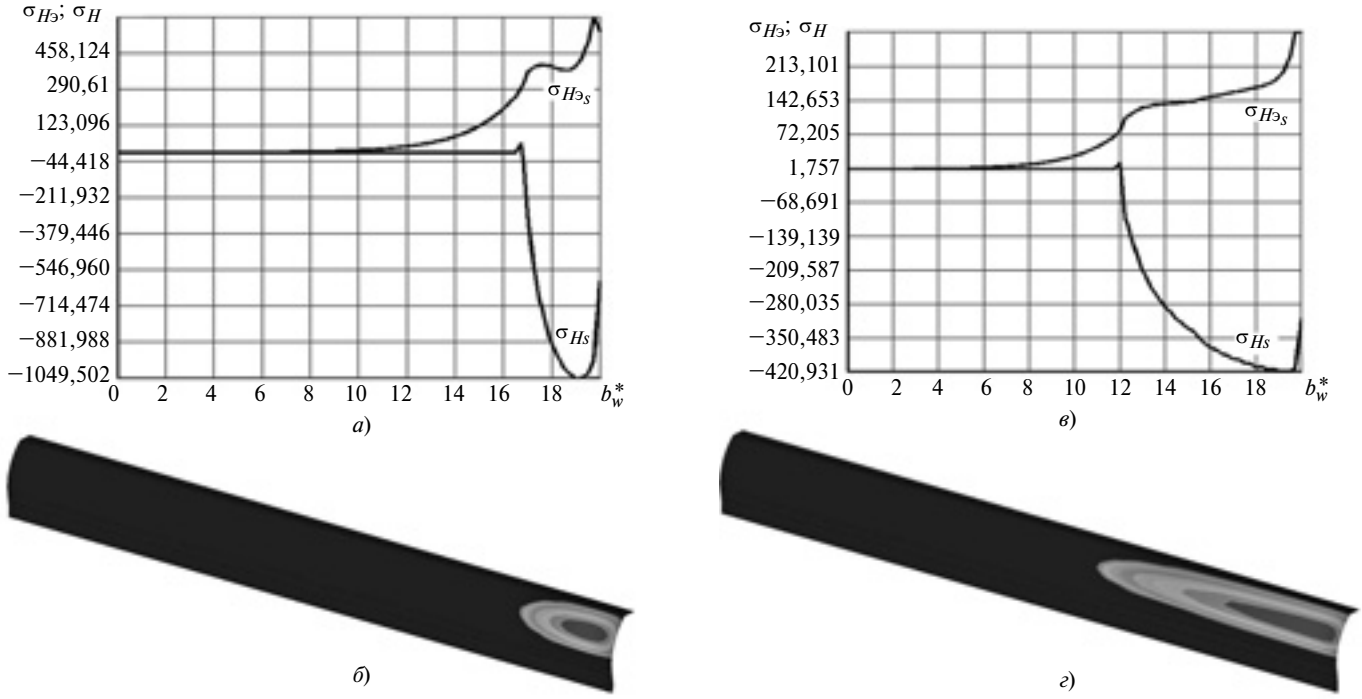


Рис. 3. Зависимости нормальных (σ_{Hs}) и эффективных ($\sigma_{H\text{э}s}$) фазовых напряжений при ψ = 0,10; ρ^*_β = 338,6 (*а*) и ψ = 0,25; ρ^*_β = 3784 (*в*) и площадки контакта (*б*, *г*), полученные моделированием при S^* = 9,75 для передач с параметрами:
m = 1 мм; x^* = 0; z_v = 18; b^*_w = 20; b^*_H = 0,33; F_t = 1000 Н

Исследование напряженного состояния по фазам зацепления, т. е. при перемещении контакта вдоль зуба, показало, что оно зависит не только от положения точки контакта по длине зуба (параметра S) относительно среднего (базового положения), но и от параметра ψ.

Моделирование по фазам зацепления выполняли в диапазоне $S^* = 0 \div 0{,}56\, b^*_w$, т. е. с учетом зацепления на торце. В обозначениях фазовых напряжений ($S \neq 0$) в индекс добавлена буква s.

На рис. 3 приведены зависимости фазовых нормальных и эффективных напряжений от b^*_w и площадки контакта, расположенные близко к торцу (S^* = 9,75), при тех же значениях ψ и ρ^*_β, что и на рис. 2.

Заметим, что нормальное напряжение на торце существенно ниже, чем вблизи него, а максимальное эффективное напряжение зафиксировано практически на торце (рис. 3, *а*, *в*). Подобная картина наблюдается и при положении площадки контакта непосредственно на торце (S^* = 10).

Зависимости максимальных эффективных фазовых напряжений $\sigma_{H\text{э}s} = f(S^*)$ при разных значениях ψ представлены на рис. 4. Влияние торцов на эффективные напряжения для ψ = 0,10 начинает сказываться только при $S^* > 5{,}5$, а для ψ = 0,25 уже при $S^* > 3$.

Для определения $\sigma_{H\text{э}s}$ в любой фазе зацепления получены значения коэффициента $K_{H\text{э}s} = \sigma_{H\text{э}s}/\sigma_{H\text{э}}$ (табл. 3) в зависимости от ψ и универсального параметра $t_H = S/b_w$, что позволяет вести расчет при любом заданном b_w.

Выполнять расчеты с использованием эллиптических интегралов сложно и неудобно. Поэтому были разработаны формулы для $E_1 = E_2 = E = 2 \cdot 10^5$ МПа и $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0{,}3$ с помощью аппроксимации теоретических зависимостей степенными функциями вида $y = Ax^a$ [9]:

$$C_{\alpha\beta} = 456{,}5 l^{1{,}885} (F_n \rho_\beta)^{-0{,}628};$$

$$\rho_\alpha = 456{,}5 l^{1{,}885} F_n^{-0{,}628} \rho_\beta^{0{,}372};$$

Таблица 2

Расчетные данные по оценке влияния фактора λ на напряжение $\sigma_{H\text{э}}$ ($\Delta\rho^*$ = 0,2; b^*_w = 20; x^* = 0; S^* = 0)

m, мм	z_v	ρ_β, мм	F_t, Н	λ, МПа	$\sigma_{H\text{э}}$, МПа
1	9	500	10	10	86
5		2500	250		87
1	15	500	10		90
5		2500	250		
1		250	400	400	223
2		500	1600		
1	100	250	400		234
2		500	1600		233

$$a_H = 0{,}54 l C_{\alpha\beta}^{-0{,}618} = 0{,}021\, C_{\alpha\beta}^{-0{,}0874} (F_n \rho_\beta)^{1/3};$$

$$\sigma_{H\text{э}}^0 = 7{,}97 l^{-1{,}074} F_n^{0{,}69} \rho_\beta^{-0{,}31} =$$

$$= 256{,}5\, C_{\alpha\beta}^{-0{,}57} F_n^{1/3} \rho_\beta^{-2/3}. \quad (4)$$

Для составления условия контактной прочности необходимо иметь значения допускаемого эффективного напряжения. Для этого можно использовать допускаемое напряжение σ_{HP} для линейного контакта [4] и переводить его в эффективное $\sigma_{HP\text{э}}$, которое при $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0{,}3$ составит $\sigma_{HP\text{э}} = 0{,}4\sigma_{HP}$ [5].

Тогда условие контактной прочности для любой фазы зацепления имеет вид:

$$\sigma_{Hes} = 2{,}5\sigma_{H\text{э}s} \leqslant \sigma_{HP}, \quad (5)$$

где σ_{Hes} — приведенное (критериальное) эффективное контактное напряжение для любой фазы зацепления, которое на основании выражений (3)—(5) и данных табл. 3 можно записать как

$$\sigma_{Hes} = 19{,}93 K_\psi K_{Hes} l^{-1{,}074} F_n^{0{,}69} \rho_\beta^{-0{,}31}$$

$$\text{или } \sigma_{Hes} = 641{,}25 K_\psi K_{H\text{э}s} C_{\alpha\beta}^{-0{,}57} F_n^{1/3} \rho_\beta^{-2/3}.$$

Таким образом, при сложном напряженном состоянии, что наблюдается в передачах Новикова, оценивать контактную напряженность следует не по нормальным, а по эффективным напряжениям, учитывающим форму площадки контакта.

Приведением эффективного напряжения (умножением на 2,5 при $\mu = 0{,}3$) можно в условии контактной прочности использовать допускаемые нормальные напряжения, установленные для линейного контакта.

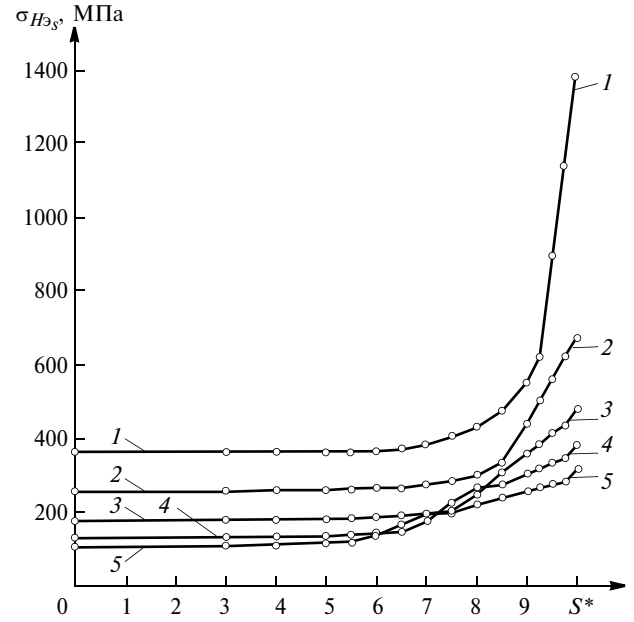


Рис. 4. Зависимости фазовых эффективных напряжений $\sigma_{H\text{э}s}$ от параметров S^* и ψ

Таблица 3

Значения отношений $K_{H\text{э}s} = \sigma_{H\text{э}s}/\sigma_{H\text{э}}$ в различных фазах зацепления в зависимости от ψ и t_H

t_H	ψ				
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
0,500	3,82	2,64	2,75	2,92	2,96
0,488	3,15	2,45	2,51	2,63	2,65
0,475	2,46	2,20	2,37	2,53	2,57
0,463	1,66	1,97	2,21	2,43	2,49
0,450	1,52	1,72	2,05	2,32	2,39
0,425	1,31	1,26	1,82	2,09	2,22
0,400	1,19	1,18	1,41	2,03	2,05
0,375	1,12	1,11	1,17	1,72	1,85
0,350	1,06	1,08	1,12	1,34	1,80
0,325	1,02	1,04	1,09	1,13	1,54
0,300	1,01	1,04	1,06	1,08	1,26
0,275	1,00	1,03	1,05	1,05	1,13
0,250	1,00	1,02	1,03	1,03	1,09
0,200	1,00	1,01	1,02	1,02	1,05
0,150	1,00	1,01	1,01	1,02	1,02
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

По результатам моделирования получены формулы для определения максимальных приведенных эффективных контактных напряжений для любой фазы зацепления, что важно при оценке напряженности зубьев при многопарном зацеплении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Яковлев А. С., Печёный В. И.** Экспериментальное исследование распределения нагрузки по площадке контакта зубьев в передаче Новикова // Надежность и качество зубчатых передач. М.: НИИНФОРМТЯЖМАШ, 1967. № 18-67-36. 7 с.
2. **Короткин В. И., Онишков Н. П., Харитонов Ю. Д.** Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. М.: Машиностроение-1, 2007. 384 с.
3. **ГОСТ 30224—96.** Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхности зубьев не менее 35 HRC. Исходный контур. Межгосударственный стандарт. Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1997. 5 с.
4. **ГОСТ 21354—87.** Передачи зубчатые цилиндрические звольвентные. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов. 1988. 125 с.
5. **Ковальский Б. С.** Расчет деталей на местное сжатие. Харьков: ХВКИУ, 1967. 233 с.
6. **Короткин В. И., Газзаев Д. А.** Приведенный объемный коэффициент формы зубьев в концентраторах у зубчатых колес с зацеплением Новикова // Вестник машиностроения. 2014. № 1. С. 15—19.
7. **Яковлев А. С., Музалевская Г. А.** Определение напряжений и жесткости в цилиндрических зубчатых передачах Новикова // Изв. вузов. Машиностроение. 1985. № 2. С. 30—34.
8. **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике. М.: Наука, 1970. 720 с.
9. **Короткин В. И.** Приближенные функциональные зависимости между параметрами контакта и критериальные напряжения в пространственнных задачах // Вестник Ростовского гос. ун-та путей сообщения. 2009. № 4 (36). С. 139—145.

УДК 629.1.02

В. И. КОПОТИЛОВ, канд. техн. наук (Тюменское высшее военно-инженерное командное училище — военный институт), e-mail: vikopotilov@mail.ru

Механизм движения самоходной транспортной машины

Рассматривается механизм создания движущей силы — тяги самоходной транспортной машины, с использованием силы, развиваемой движителем при взаимодействии машины с опорной поверхностью.

Ключевые слова: самоходная машина, транспортное средство, движитель, сила тяги.

The tractive force mechanism — traction of self-propelled transport vehicle, using force, generated by propeller at vehicle interaction with support surface, is considered.

Keywords: self-propelled vehicle; transport vehicle; propeller; tractive force.

К самоходным машинам относятся, прежде всего, колесные и гусеничные машины, которые, несмотря на разницу конструкций, объединяют наличие двигателя или движителя и единые законы механики движения. Однако в прикладных науках о механике движения самоходных машин [1—4] преобладает представление, что они перемещаются под действием продольной реакции опорной поверхности, т. е. внешней силы. Такой взгляд на движущие силы, по-видимому, взят из учебников по теоретической механике, в которых утверждается, что изменение количества движения любой механической системы, в том числе самоходных транспортных средств, может осуществляться только при действии импульсов внешних сил [5—9]. Однако это противоречит тому, что работа всех сил сопротивления компенсируется внутренним источником энергии, т. е. работой внутренних сил. К тому же, продольные реакции опорной поверхности, являясь силами трения, сами не совершают положительную работу, т. е. не сообщают машине движение. Поэтому для критического осмысления механизма передвижения самоходных транспортных машин необходимо уточнить значение внешних и внутренних сил в движении.

Основная теорема, связывающая движение материальной системы с действием сил и превращением механической энергии — теорема об изменении кинетической энергии, которую можно выразить формулой [5—7]

$$T_1 - T_0 = \sum_{k=1}^{n} A_k^e + \sum_{k=1}^{n} A_k^i, \quad (1)$$

где T_0 и T_1 — кинетическая энергия механической системы соответственно в начальном и конечном состоянии; ΣA_k^e и ΣA_k^i — алгебраические суммы работ соответственно всех внешних и внутренних сил, приложенных к k-й материальной точке системы; n — число материальных точек, образующих механическую систему.

Если механическая система не имеет запаса механической энергии или собственного источника, то приращение кинетической энергии или ее поддержание на заданном уровне возможно только за счет работы внешних сил. Однако, если система, в данном случае самоходная машина, имеет запас внутренней механической (потенциальной, кинетической), химической (в виде топлива) или электрической энергий и соответствующее устройство для ее преобразования в механическую работу, например, двигатель внутреннего сгорания (ДВС), то возможно ли перемещение ее центра масс за счет внутренних сил?

Если исходить из уравнения (1), то положительное приращение кинетической энергии такой машины возможно за счет не только внешних, но и внутренних сил при условии, что последние совершают в целом положительную работу ($\Sigma A_k^i > 0$). Кроме того, из уравнения (1) следует, что теоретически при соблюдении определенных условий приращение кинетической энергии возможно даже в случае, если работа внешних сил отрицательная или равна нулю! Однако, если способность внешних сил приводить машину в движение не вызывает сомнений, то аналогичная способность внутренних сил отрицается. В работах по теоретической механике [5—8] утверждается, что только внешние силы способны привести механическую систему в движение. Например, в работе [5, с. 393] сказано: "Внутренние силы непосредственно не влияют на изменение количества движения материальной системы (они могут оказать косвенное влияние через внешние силы...)". Это и подобные утверждения [6—8] основываются на теореме об изменении количества движения, которая гласит: изменение главного вектора количества движения системы за некоторый промежуток времени равно векторной сумме импульсов внешних сил, получаемых системой за тот же промежуток времени. Это можно записать как

$$Q_1 - Q_0 = \sum_{k=1}^{n} S_k^e, \quad (2)$$

где Q_1 и Q_0 — количество движения механической системы соответственно в конечный и начальный момент времени; S_k^e — импульс внешних сил, приложенных к k-й точке системы за тот же промежуток времени.

Отсутствие в уравнении (2) импульсов внутренних сил обу-

словлено, как известно, тем, что у любой механической системы их векторная сумма всегда равна нулю, т. е. $\Sigma F_k^i = 0$. На этом основании делается вывод, что эти силы не могут изменять количество движения механической системы, в том числе приводить ее в движение, сообщать ускорение или поддерживать скорость движения ее центра масс на заданном уровне. Такое действие могут производить только внешние силы.

Как видим, между теоремами (1) и (2) имеется противоречие, которое, на взгляд автора, внешнее и обусловлено абсолютным влиянием внешних сил и неправильной оценкой влияния внутренних сил на движение самоходного транспортного средства. Покажем, что, не вступая в противоречие с теоремой (2), движение механической системы могут обеспечивать и внутренние силы, если они совершат положительную работу. Для этого вернемся к исходному уравнению импульсов, из которого и выведено уравнение (2):

$$Q_1 - Q_0 = \sum_{k=1}^{n} S_k^i + \sum_{k=1}^{n} S_k^e,$$

где S_k^i — импульс внутренних сил, приложенных к k-й точке механической системы.

Перейдем от нумерации материальных точек к нумерации сил согласно равенству

$$Q_1 - Q_0 = \sum_{s=1}^{M} S_s^i + \sum_{p=1}^{P} S_p^e, \quad (3)$$

где s и p — номера внутренних и внешних сил, приложенных к материальным точкам механической системы; M и P — числа внутренних и внешних сил, действующих на элементы механической системы.

Из уравнения (3) следует, что, если внешних сил нет или они есть, но векторная сумма их импульсов равна нулю, то никакого приращения количества движения механической системы не будет ($Q_1 - Q_0 = 0$). Это означает, в частности, что никакие внутренние силы не в состоянии сдвинуть центр масс покоящейся механической системы ($Q_0 = 0$). Однако, если к материальным точкам системы приложены внешние силы, а их импульсы уравновешивают импульсы части внутренних сил (S_{m+1}^i, S_{m+2}^i, ..., S_M^i), т. е. имеем:

$$\sum_{s=m+1}^{M} S_k^i + \sum_{p=1}^{P} S_p^e = 0,$$

то импульсы оставшейся части внутренних сил (S_1^i, S_2^i, S_k^i, ..., S_m^i) дадут соответствующее приращение количества движения:

$$Q_1 - Q_0 = \sum_{k=1}^{m} S_k^i. \quad (4)$$

Уравнение (4) показывает, что при соблюдении указанных выше условий механическая система может двигаться и под действием внутренних сил, что не противоречит уравнению (2), так как формально оно соблюдается.

Таким образом, если к механической системе прикладываются внешние силы, уравновешивающие часть внутренних сил, то их равновесие может быть нарушено. Это и приводит к тому, что импульсы оставшейся части внутренних сил вызовут соответствующие приращения количества движения и кинетической энергии.

Рассмотрим перемещение механической системы под действием внутренних сил подробнее.

Пусть механическая система, имеющая какой-либо внутренний источник силового воздействия, например ДВС, состоит из N материальных точек, из которых n точек взаимодействуют с опорной поверхностью (рис. 1). На каждую контактирующую точку системы со стороны других материальных точек действуют силы, равнодействующей которых будет сила F_k^i, где $k = 1, 2, ..., n$. В ответ каждая материальная

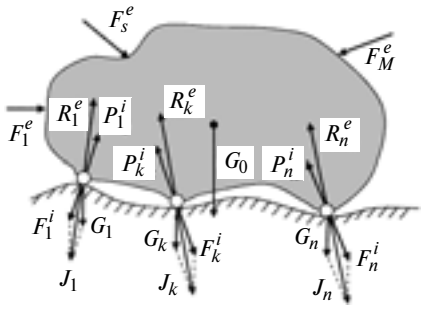


Рис. 1. Схема сил, прикладываемых к механической системе

точка оказывает противодействие, характеризуемое главным вектором P_k^i, где $k = 1, 2, ..., n$. При этом $F_k^i + P_k^i = 0$. Так как каждая контактирующая точка, испытывая действие силы F_k^i и силы G_k собственной тяжести, сама действует на опорную поверхность с силой J_k, то ответной будет реакция $R_k^e = -J_k$, где $k = 1, 2, ..., n$. Под действием сил F_k^i, G_k, R_k^e k-я материальная точка в общем случае получит ускорение

$$w_k = (F_k^i + G_k + R_k^e)/m_k,$$

где m_k — масса k-й материальной точки, находящейся в контакте с опорной поверхностью.

Однако в процессе перемещения механической системы силы, действующие на k-ю опорную точку, на какое-то время могут уравновеситься, т. е.

$$F_k^i + G_k + R_k^e = 0. \quad (5)$$

В результате система останется в покое или, в крайнем случае, будет равномерно скользить по поверхности.

При соблюдении равенства (5) сумма сил G_k^e и F_k^i k-й материальной точки полностью передается на опорную поверхность в виде силы давления:

$$J_k = F_k^i + G_k = -R_k^e.$$

Главный вектор R всех сил, действующих на механическую систему, определяется вектор-

ными суммами всех внутренних сил (F_1^i, ..., F_k^i, ..., F_N^i и P_1^i, ..., P_k^i, ..., P_N^i), внешних сил, к которым относятся силы, действующие со стороны окружающей среды (F_1^e, ..., F_s^e, ..., F_M^e), силы тяжести n опорных (G_1, ..., G_k, ..., G_n) и остальных ($N - n$) материальных точек (G_{n+1}, G_{n+2}, ..., G_k, ..., G_N) системы, а также реакций R_1^e, R_2^e, ..., R_n^e, действующих на опорные точки механической системы со стороны опорной поверхности (дороги) (см. рис. 1):

$$R = \sum_{k=1}^{N} F_k^i + \sum_{k=1}^{N} P_k^i + \sum_{s=1}^{M} F_s^e + \sum_{k=1}^{n} G_k + \sum_{k=n+1}^{N} G_k + \sum_{k=1}^{n} R_k^e. \quad (6)$$

Векторные суммы сил тяжести (G_{n+1}, G_{n+2}, ..., G_k, ..., G_N); внутренних усилий (P_1^i, ..., P_k^i, ..., P_n^i) опорных точек системы и внешних сил (F_1^e, ..., F_s^e, ..., F_M^e) в итоге дают три силы:

$$G_0 = \sum_{k=n+1}^{N} G_k; \quad (7)$$

$$P_\Sigma^i = \sum_{k=1}^{n} P_k^i; \quad (8)$$

$$F_\Sigma^e = \sum_{s=1}^{M} F_s^e, \quad (9)$$

где M — число материальных точек системы, воспринимающих внешние силовые воздействия (за исключением силы тяжести).

С учетом равенств (7)—(9) и после перегруппировки слагаемых уравнения (6) получим главный вектор всех сил в виде:

$$R = \sum_{k=n+1}^{N} (F_k^i + P_k^i) + P_\Sigma^i + F_\Sigma^e + G_0 + \sum_{k=1}^{n} (F_k^i + G_k + R_k^e). \quad (10)$$

Так как $F_k^i + P_k^i = 0$, то в уравнении (10) первая сумма равна нулю.

Если при движении самоходной машины ее опорные точки на какое-то короткое время остаются неподвижными или равномерно скользят по опорной поверхности, то согласно уравнению (4) для каждой из них получим векторную сумму

$$\sum_{k=1}^{n} (F_k^i + G_k + R_k^e) = 0.$$

В этом случае главным вектором всех сил, действующих на механическую систему, будет сумма главного вектора P_Σ^i внутренних сил, главного вектора F_Σ^e всех внешних сил [воздуха, других тел, опорной поверхности, контактирующей с теми точками системы, для которых уравнение (5) не выполняется] и силы G_0 тяжести (за исключением опорных точек):

$$R = P_\Sigma^i + F_\Sigma^e + G_0. \quad (11)$$

Определив главный вектор R теорему об изменении количества движения системы выразим как

$$Q_1 - Q_0 = S_\Sigma^i + S_\Sigma^e + S(G_0), \quad (12)$$

где S_Σ^i — импульс внутренних сил, действующих на опорные элементы со стороны других материальных точек механической системы; S_Σ^e — импульс внешних сил, создаваемых окружающей средой; $S(G_0)$ — импульс силы тяжести.

Уравнение (12) можно трактовать так: приращение количества движения механической системы равно векторной сумме импульсов внутренних сил со стороны опорных элементов, всех внешних сил и силы тяжести самой системы.

Тогда главный вектор R можно выразить тремя составляющими — R_x, R_y и R_z, из которых продольную (R_x) и нормальную (R_z) составляющие можно определить по уравнениям:

$$R_x = (P_{\Sigma x}^i + F_{\Sigma x}^e + G_{0x})i; \quad (13)$$

$$R_z = (P_{\Sigma z}^i + F_{\Sigma z}^e + G_{0z})k,$$

где i, k — орты декартовой системы координат xyz; $P_{\Sigma x}^i$, $P_{\Sigma z}^e$, $F_{\Sigma x}^i$, $F_{\Sigma z}^e$ — проекции главного вектора внутренних и внешних сил соответственно на оси x и z; G_{0x} и G_{0z} — проекции силы тяжести механической системы (без опорных элементов) на оси x и z.

Рассмотрим возможность движения механической системы под действием сил P_Σ^i, F_Σ^e и G_0 по опорной поверхности. Чтобы находящаяся в покое механическая система (транспортная машина) пришла в движение вдоль оси x, необходимо, чтобы модуль составляющей $|R_x|$ главного вектора не был равен нулю. Из равенства (13) следует, что при определенных условиях это возможно в результате действия каждой из трех сил: $P_{\Sigma x}^i$, $F_{\Sigma x}^e$ или G_{0x}.

Если транспортная машина, например автомобиль, находится на наклонной поверхности, то ее движение под уклон возможно под действием составляющей G_{0x} силы тяжести при условии: $G_{0x} = G_0 \sin\alpha > F_{\Sigma x}^e + P_{\Sigma x}^i$, где α — угол уклона опорной поверхности.

Если к какому-либо транспортному средству, например автомобилю с неработающим ДВС, приложить внешнее усилие $F_{\Sigma x}^e$, например со стороны другого автомобиля (тягача), то буксируемый автомобиль придет в движении при условии, что сила $F_{\Sigma x}^e$ превысит суммы сил сопротивления опорных элементов буксируемого автомобиля ($P_{\Sigma x}^i$) и дороги (G_{0x}): $F_{\Sigma x}^e > P_{\Sigma x}^i + G_0 \sin\alpha$.

Транспортное средство может перемещаться под действием внешних сил не только при буксировке, но, например, при воздействии воздушной среды (резкие порывы ветра, ураганы, смерчи и др.), при погрузочно-разгрузочных работах, при его транспортировке, например, на железнодорожной платформе,

при ДТП и др. Транспортное средство может перемещаться также под действием составляющей ($P^i_{\Sigma x}$) внутренних сил, если они превышают сумму составляющих всех внешних сил ($F^e_{\Sigma x}$), и силы (G_{0x}) со стороны опорной поверхности: $P^i_{\Sigma x} > F^e_{\Sigma x} + G_0 \sin\alpha$.

Сила $P^i_{\Sigma x}$ выражает суммарное продольной усилие опорных элементов машины (ее движителя), которое они прикладывают к остальным элементам, обеспечивая, тем самым, перемещение машины по опорной поверхности. Эта сила и есть движущая сила любого самоходного транспортного средства. Если опорные элементы транспортной машины, взаимодействуя с другими ее элементами (корпусом) и с опорной поверхностью (дорогой), способны создавать внутреннее усилие, то такую машину можно считать самоходной. Продольную составляющую $P^i_{\Sigma x}$ главного вектора внутренних сил, приводящую машину в движение, следует называть силой тяги. При этом опорные элементы самоходного транспортного средства, непосредственно передающие это усилие и взаимодействующие с дорогой, образуют его движитель.

Перемещая машину, внутренние силы не только сообщают ей соответствующее количество движения, но и совершают работу, поэтому непременным условием самостоятельного перемещения машины должна быть непрерывная подача к опорным элементам, прикладывающим усилие $P^i_{\Sigma x}$, т. е. к движителю, механической энергии (мощности) от какого-либо внутреннего источника. Для транспортных машин внутренним источником силы является двигатель, независимо от его типа. Это может быть не только энергетическое устройство, превращающее химическую энергию топлива в механическую работу (например, ДВС), но любое механическое устройство, превращающее запас внутренней потенциальной или кинетической энергии в механическую работу.

Таким образом, анализ показал, что самоходная машина, имеющая опорные элементы, может совершать движение не за счет внешних, а именно за счет внутренних сил, действующих на все ее элементы, кроме опорных. Продольные реакции опорной поверхности предназначены не для того, как принято считать, чтобы приводить машину в движение, а чтобы удерживать ее опорные элементы в покое (равновесии), т. е. создавать для машины внутренние точки опоры, и нарушать равновесие внутренних сил.

Самостоятельное движение предполагает, что каждая опорная точка самоходной машины лишь короткое время находится в покое относительно дороги, после чего она должна соответствующим образом компенсировать свое отставание от центра масс машины. Следовательно, беспрерывное движение самоходной машины возможно лишь при постоянной смене контакта ее опорных элементов с опорной поверхностью. У колесных машин это обеспечивается вращением ведущих колес, благодаря чему непрерывно меняется точка контакта с дорогой, у гусеничных машин — вращением ведущих колес и переносом траков, соединенных в две замкнутые цепи (гусеницы). У человека, с точки зрения механики, смена опорных точек происходит при ходьбе.

То, что перемещение самоходного транспортного средства обеспечивается не внешней, а именно внутренней силой, рассмотрим на примере движения локомотива. К колесу локомотива от двигателя через валы трансмиссии подводится крутящий момент $M_к$, т. е. пара сил, которую представляют две параллельные силы: сила F, прикладываемая к оси колеса, и сила F', прикладываемая к ободу колеса в точке A его контакта с рельсом

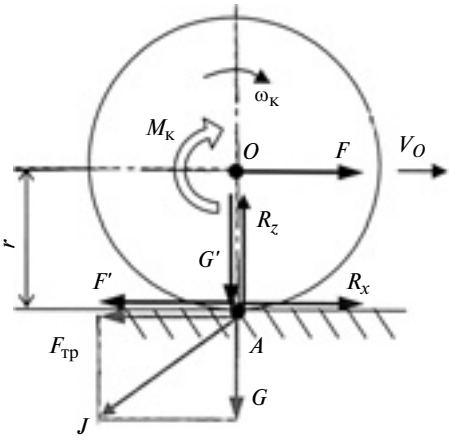


Рис. 2. Схема сил, действующих на колесо локомотива

(рис. 2). Модуль каждой из этих сил можно определить по формуле

$$F = F' = M_к/r,$$

где r — плечо пары (радиус колеса).

Внутренняя активная сила F' с плечом r создает относительно оси O вращающий момент $M_к$, который стремится повернуть колесо вокруг его оси. Так как колесо под действием силы G_0 тяжести корпуса и собственной силы $G_к$ тяжести прижимается к рельсу, то оно создает в точке A его контакта с рельсом силу $F_{тр}$ трения сцепления, равную по модулю силе F', и силу G нормального давления, равную по модулю сумме сил $G_0 + G_к$ ($G = G' = G_0 + G_к$). В результате получим суммарную силу, с которой колесо действует на рельс в точке A: $J = G + F_{тр}$. Неподвижный рельс создает силы противодействия — нормальную R_z и продольную R_x реакции, которые прикладываются к колесу в точке контакта. Так как действие равно противодействию, то $R_z = G$ и $R_x = F_{тр}$. При этом реакция R_x — сила трения сцепления, уравновешивает окружную силу F', т. е. $F' + R_x = 0$, и точка A остается неподвижной. Получив неподвижную точку A опоры ($V_A = 0$), колесо превращается в рычаг, на другом конце которого (в точке O) действует активная внутренняя сила F, поворачивающая

колесо вокруг мгновенного центра A вращения — шарнирной опоры. Последовательность таких микроповоротов приводит к тому, что ось O колеса перемещается в продольном направлении ($V_O > 0$). Так как колесо — лишь часть локомотива, то продольная сила F передается и на корпус локомотива, благодаря чему в движение приходит весь поезд.

Таким образом, именно внутренняя активная сила F, толкающая колесо, и является силой тяги. По существу, эта сила — одна из продольных составляющих силы $P^i_{\Sigma x}$, которая генерируется силовой установкой локомотива, прикладывается к ведущему колесу и передается корпусу самоходного транспортного средства. Совокупность всех внутренних сил, приложенных к ведущим колесам локомотива, и образует суммарную силу $P^i_{\Sigma x}$ тяги. Подчеркнем, что каждая сила F тяги, приложенная к оси O колеса, является внутренней силой, обусловленной внутренним крутящим моментом $M_к$, передаваемым на колесо от силовой установки локомотива посредством трансмиссии. У тепловозов работу внутренних сил тяги ведущих колес обеспечивает дизель-генератор — внутренний автономный источник энергии; у электровозов — электродвигатели, получающие энергию от внешнего (неавтономного) источника. При этом работа, совершаемая тяговыми усилиями ведущих колес локомотива, перекрывает отрицательную работу всех внешних сил сопротивления движению. Подчеркнем, что продольные реакции R_x рельсов, которые по отношению к колесам локомотива являются внешними силами, вопреки утверждениям авторов работ [5—9], не являются движущими силами локомотива ввиду их уравновешенности ($P' + R_x = 0$) и не совершают механической работы, так как точки их приложения являются мгновенным центром скоростей (т. е. находятся в покое). К тому же рельсы не имеют источника энергии, благодаря которому их продольные реакции R_x могли бы совершать положительную работу по перемещению локомотива.

Подобных примеров можно привести много. Общим будет наличие во всех системах опорных элементов (колес, гусениц, рычагов, ног и т. п.), т. е. движителя, способного передавать усилия опорной поверхности и одновременно воспринимать ее реакции. Уравновешенность реакций и внутренних сил, прикладываемых к опорным точкам (зонам) движителя машины, на некоторое время обеспечивает их неподвижность, что позволяет остальным внутренним силам перемещать относительно их корпус самой машины. При отсутствии источника внутренних сил (т. е. внутренней силовой установки) и опорных элементов, отвечающих указанным требованиям, движение транспортного средства под действием внутренних сил, разумеется, принципиально не возможно!!! Привести в движение такие транспортные средства могут только внешние силы или реактивная сила тяги. Поэтому самостоятельное перемещение транспортного средства под действием внутренних сил, обязательным условием которого является наличие опорной поверхности (дороги, грунта), можно назвать опорным движением, а движение за счет реактивной силы тяги, не требующее опоры, — безопорным.

Таким образом, движение механической системы (транспортной машины), имеющей двигатель и движитель, под действием внутренних сил в принципе возможно при выполнении следующих основных условий:

механическая система (самоходное транспортное средство) должна иметь внутренний источник силы (двигатель), способный превращать запас кинетической, потенциальной или электрической энергии в механическую работу или совершать работу в результате преобразования химической энергии топлива в количестве, достаточном, чтобы покрыть отрицательную работу всех сил сопротивления движению;

самоходная машина посредством своих опорных элементов, т. е. движителя, должна обеспечивать контакт с опорной поверхностью, воспринимать ее соответствующие продольные реакции (силы трения), достаточные по величине, чтобы препятствовать их свободному проскальзыванию по опорной поверхности и обеспечивать достаточную силу тяги, позволяющую уравновесить все внешние силы сопротивления движению. При этом сила тяги является внутренней силой любого транспортного средства, развиваемой двигателем при взаимодействии движителя с опорной поверхностью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Фалькевич Б. С.** Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1963. 239 с.
2. **Тракторы:** Теория: Учеб. для вузов / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов и др.; под общ. ред. В. В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.
3. **Ульянов Н. А.** Самоходные колесные землеройно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1976. 359 с.
4. **Деев В. В., Ильин Г. А., Афонин Г. С.** Тяга поездов: Учеб. пос. для вузов / Под ред. В. В. Деева. М.: Транспорт, 1987. 264 с.
5. **Бутенин Н. В., Лунц Я. Л., Меркин Д. Р.** Курс теоретической механики. В 2-х т. СПб.: Лань, 2008. 736 с.
6. **Лойцянский Л. Г., Лурье А. И.** Курс теоретической механики. Т. 2. Динамика: Учеб. пос. для вузов. М.: Дрофа, 2006. 719 с.
7. **Яблонский А. А., Никифорова В. М.** Курс теоретической механики. СПб.: Лань, 2002. 768 с.
8. **Зоммерфельд А.** Механика: Пер. с нем. М.: Иностранная литература, 1947. 391 с.
9. **Стивен Попл.** Физика в диаграммах: Пер. с англ.. М.: Астрель: АСТ, 2006. 160 с.

УДК 621.9.06: 621.797

Г. А. РАСТОРГУЕВ, д-р техн. наук (Российский университет дружбы народов, г. Москва),
e-mail: rastorguev38@mail.ru

Дефектация станин металлорежущих станков

Рассмотрены конструктивно-технологические особенности станин металлорежущих станков. Приведены принципиальные схемы контроля износа направляющих станин станков разного назначения.

Ключевые слова: дефектация, металлорежущий станок, станина, направляющие, точность формы, восстановление, универсальный мост, поверочная линейка, индикатор, уровень.

The structural and technological features of bodies of metal cutting machines are considered. The principal schemes of wear control of body ways of the machines of different purposes are presented.

Keywords: fault detection, metal cutting machine, body, ways, shape accuracy, restoration, universal mounting block, straight edge, indicator, level.

Станина — основная базовая деталь несущей части металлорежущего станка (МС), предназначенная для размещения основных узлов и механизмов, а также для обеспечения координированного перемещения их в процессе эксплуатации. В настоящее время доля станков со сроком эксплуатации более 20 лет достигает 35 %, а их эксплуатационный износ — 72 %. Затраты на капитальный ремонт станков составляют 40÷60 %, агрегатов — 25÷65 %, деталей — 15÷70 % от стоимости новых. При этом большинство изношенных деталей имеют высокую остаточную стоимость: при их восстановлении расходуется в 20÷30 раз меньше металла и материалов, чем при изготовлении новых. Целесообразность восстановления станин обосновывается также запасами конструктивной прочности и износостойкости, заложенными на этапе их проектирования. Качество восстановления станин во многом зависит от подготовки к ремонту. Первым этапом технологии восстановления станин является дефектация.

Конструктивно-технологические особенности станин

По *конструктивным признакам* станины можно разделить на цельные (в основном литые) и составные (сварные и сборные). В современном станкостроении преимущественно применяют литые станины. В последнее время находят применение станины из композиционных материалов, например из синтеграна. Различают станины *по расположению* — горизонтальные, вертикальные, наклонные и *по форме поперечного сечения* — открытые, полуоткрытые, замкнутые.

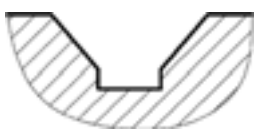
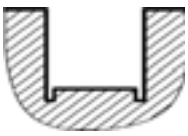
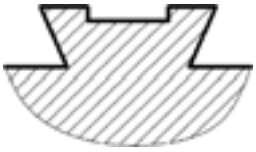
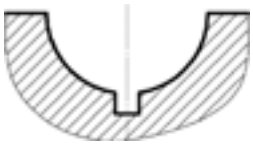
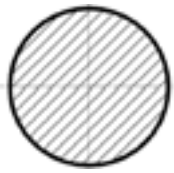
Габаритные размеры и массы станин имеют широкий диапазон и зависят от назначения МС. У станин настольных сверлильных станков длина — 300÷500 мм, масса — до 30 кг, у тяжелых токарных станков масса станины достигает нескольких тонн, длина — 3,5÷4,0 м. У большинства МС длина станины составляет 1÷3 м, масса — несколько сотен килограммов [1].

Основным классификационным признаком станин МС является *конструктивное исполнение направляющих*, определяющих траекторию взаимных перемещений обрабатываемой детали и режущего инструмента. В большинстве станков используют прямолинейные направляющие, в карусельных и некоторых других станках — круговые.

По форме направляющие бывают треугольные (симметричные и асимметричные), прямоугольные, остроугольные (например, "ласточкин хвост") и цилиндрические (табл. 1). Они могут быть охватываемыми и охватывающими. Применяют и

Таблица 1

Конструктивные формы направляющих станин МС

Форма направляющих	Охватывающие	Охватываемые
Треугольные симметричные		
Треугольные несимметричные		
Прямоугольные		
Остроугольные ("ласточкин хвост")		
Цилиндрические (полукруглые)		

комбинированные направляющие. Сечения направляющих скольжения нормализованы. Соотношения размеров сечений зависят от высоты направляющих. Отношение длины подвижной детали к общей ширине (ширина направляющих и расстояние между ними) должно быть в пределах 1,5÷2 [3]. Длина неподвижных направляющих должна быть такой, чтобы подвижная сопрягаемая деталь (узел) не провисала.

Технические требования к станинам: допустимая точность параметров, точность взаимного расположения поверхностей, качество поверхностей.

Точность линейных размеров станин в большинстве случаев не имеет значения, поэтому к ним не предъявляют высоких требований. Важна точность формы направляющих: отклонение от прямолинейности не должно превышать 0,01÷0,025 мм на длине 1000 мм для станков нормальной точности (при этом допускается только вогнутость). Нормированным является отклонение от плоскостности поверхности основания станины — 0,05÷0,10 мм на 1000 мм ее длины [1].

Существенное значение при эксплуатации МС имеет точность взаимного расположения направляющих.

Качество поверхностей направляющих станин определяет износостойкость и долговечность МС. Допустимый параметр шероховатости направляющих поверхностей станин станков нормальной и повышенной точности составляет $Ra = 0{,}4 \div 0{,}8$ мкм. Нормированным также является число пятен контакта, которое определяется так называемой проверкой на краску по контрольной рамке 25 × 25 мм. В зависимости от класса точности МС число пятен может составлять от 16 до 35. При этом допустимая глубина впадин между опорными точками не должна превышать 3÷5 мкм [1].

Вышеуказанные требования предъявляются как к новым станинам МС, так к отремонтированным.

Дефектация станин

Дефектация — определение технического состояния станины для оценки возможности ее дальнейшего использования после восстановления. Сначала станину подвергают визуальному контролю на наличие таких дефектов, как трещины, сколы, пробоины. Затем станину с помощью специальных приборов проверяют на наличие микротрещин, определяют степень относительного смещения поверхностей, измеряют твердость, упругость и т. п. В последнюю очередь выполняют контроль направляющих. Такая последовательность дефектации позволяет сначала выявить наличие неустранимых дефектов и избежать бесполезных восстановительных операций.

При изнашивании направляющих станины искажается траектория движения режущего инструмента, что снижает точность обработки. На основании экспериментальных исследований [2] получена формула расчета предельно допустимого износа направляющих токарных станков нормальной (Н) точности в зависимости от требуемой точности обработки:

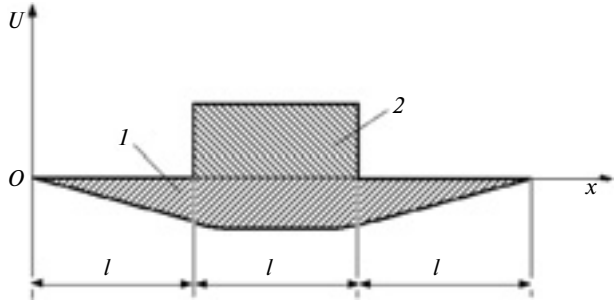


Рис. 1. Эпюры износа направляющих станины (*1*) и суппорта (*2*) токарного станка

$$U = 320d/L, \text{ мкм},$$

где d — предельно допустимое отклонение диаметра обрабатываемой детали, мм; L — длина обрабатываемой поверхности, мм.

На рис. 1 приведены эпюры износа направляющих станины (1) и суппорта (2) токарного станка при длине суппорта l и длине направляющих $3l$. Практика показала [2], что изношенные поверхности направляющих всегда сглаженные, т. е. без углов по границам износа; на краях суппорта имеются завалы. Уже при первых признаках износа контакт сопряженных плоскостей происходит не по всей плоскости, а в ее отдельных зонах.

Важен такой показатель, как скорость изнашивания — отношение величины износа ко времени, в течение которого он возник. Скорость изнашивания зависит от множества факторов. В первую очередь необходимо установить интенсивность изнашивания корпусных деталей как базовых, определяющих долговечность и надежность МС. Установлено, что скорости изнашивания базовых корпусных деталей, имеющих направляющие скольжения, в станках различных моделей колеблются в широких пределах. В табл. 2 приведены данные экспериментальных исследований по износу корпусных деталей станков токарной и расточной групп. Представляет интерес, как согласуются скорости изнашивания направляющих с нормами точности станков. Анализ скоростей изнашивания направляющих и допусков на точность перемещения деталей по ним (табл. 3) показал, что изнашивание направляющих корпусных деталей может привести к быстрой потере точности МС.

Контроль параметров направляющих скольжения станин заключается в проверке их взаимного расположения. От его качества зависит не только

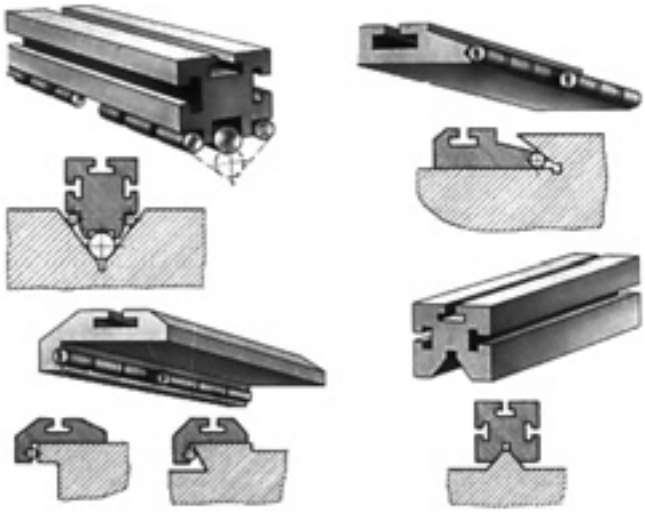


Рис. 2. Профилированные элементы для индикаторной стойки

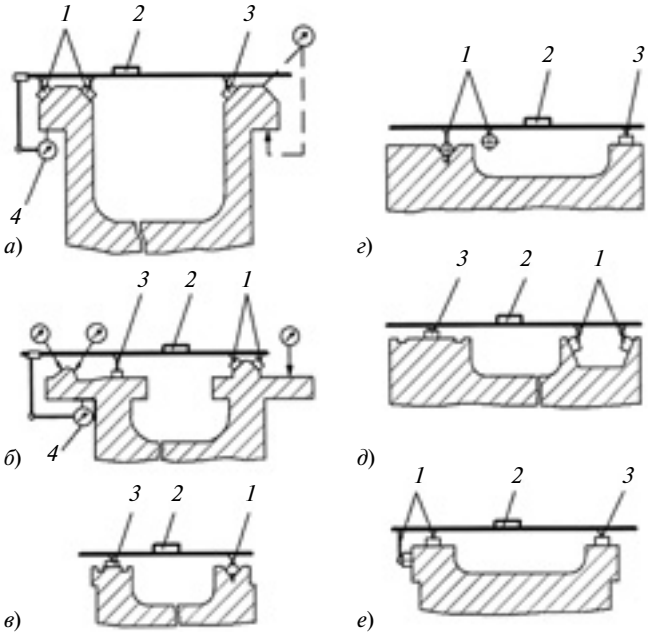


Рис. 3. Схемы контроля взаимного расположения направляющих станин станков:
а — токарно-револьверного; *б* — токарно-винторезного; *в*, *г* — шлифовального; *д*, *е* — плоских направляющих; *1* — опоры (4 шт.); *2* — жидкостный уровень 21390; *3* — дополнительная опора; *4* — индикатор ИЧ-10

трудоемкость ремонта, но и эффективность эксплуатации восстановленного оборудования.

При дефектации станин МС применяют универсальные и специальные контрольные приспособления. Специальные приспособления используют без дополнительной переналадки. Необходимое их число определяется числом типоразмеров и числом форм ремонтируемых направляющих. Универсальные приспособления позволяют диагностировать направляющие станин разных МС, но при этом требуется их незначительная переналадка. Однако сокращение номенклатуры приспособлений в условиях мелкосерийного производства дает положительный экономический эффект [4].

Одним из таких приспособлений является универсальный мост, который состоит из Т-образного основания [5] и комплекта профилируемых элементов (рис. 2) [5] для установки и крепления стойки с индикатором.

На рис. 3 показаны схемы контроля при дефектации направляющих станин разных универсальных станков с помощью универсального моста и средств измерения [5].

Таблица 2

Скорость изнашивания деталей и узлов разных МС

Тип станка	Модель	Деталь, узел	Скорость изнашивания, мкм/год
Токарно-винторезный	16К20	Станина Каретки суппорта	10÷50 12÷15
	1М63	Станина Каретки суппорта	60÷120 12÷15
Токарно-револьверный	1Е65М	Станина	25÷100
Токарный одношпиндельный автомат	1А10П	Станина Шпиндельная бабка	2÷8 6÷14
Горизонтально-расточной	2Б635	Станина Салазки нижние	5÷30
	2620А	Станина Салазки нижние Салазки верхние Стол	8÷24 12÷17 2÷11 4÷13
Координатно-расточной	2Е450	Станина	5÷30

Таблица 3

Нормы точности токарных, токарно-винторезных (ГОСТ 18097—88) и расточных (ГОСТ 210—93) станков

Параметр	Станки	Класс точности	Допустимое отклонение, мкм	Перемещение, мм
Прямолинейность продольного перемещения суппорта в горизонтальной плоскости	Токарные и токарно-винторезные	Н П В	20 12 8	800÷1250
Прямолинейность продольного перемещения суппорта в вертикальной плоскости		Н П В	30 20 12	
Прямолинейность перемещения стола по станине в горизонтальной плоскости	Горизонтально-расточные	Н П	20 12	До 1250
Прямолинейность перемещения стола по станине в вертикальной плоскости		Н П	20 12	

Дефектация станин с направляющими треугольного профиля. Такие станины характерны для большинства токарно-револьверных станков. Универсальный мост устанавливают на станину с возможностью его перемещения по направляющим на опорах *1* и *3* (рис. 3, *а*). Индикаторные стойки с магнитным основанием устанавливают на корпусе моста. Индикатор *4* на индикаторной стойке имеет постоянный контакт с базовой поверхностью левой направляющей станины. При перемещении моста по направляющей станины индикатор *4* показывает отклонение от параллельности относительно базовой поверхности. Так же контролируется и отклонение правой треугольной направляющей. Уровень *2* с магнитным основанием можно располагать на мосте и в продольном, и в поперечном направлениях относительно направляющих. В первом случае контролируется прямолинейность поверхностей направляющих; во втором извернутость направляющих, т. е. их отклонение в горизонтальной плоскости.

Параллельность направляющих контролируется следующим образом. Профилированный элемент с установленной индикаторной стойкой и индикатором размещают в одной из треугольных направляющих. Измерительный штифт индикатора подводят до касания с поверхностью второй направляющей. При перемещении профилированного элемента индикатор фиксирует отклонение от параллельности.

Дефектация станин с треугольными и плоскими направляющими (рис. 3, *б*). Это наиболее распространенное сочетание форм направляющих в станках токарной группы. Данная схема позволяет контролировать отклонение от параллельности относительно базовых поверхностей не только треугольной, но и средней плоской направляющей, а также их извернутость в изложенной выше последовательности.

Отклонение от прямолинейности можно измерять с применением поверочной линейки или универсального уровня. В первом случае поверочную линейку накладывают на направляющую поверхность и щупом определяют зазор (просвет) в разных точках через каждые 300÷500 мм. Построенный по полученным данным график отражает износ направляющей по длине. Для обеспечения точности длина поверочной линейки должна составлять не менее 2/3 длины направляющей, поэтому этот способ контроля применяется только для станин с короткими направляющими.

При контроле с помощью уровня с магнитным основанием на плоскую поверхность направляющей устанавливают две мерные плитки, на которых располагают поверочную линейку с уровнем. Мерные плитки располагают от концов поверочной линейки на расстоянии, равном 0,22 ее общей длины. Теоретически и экспериментально установлено, что такое расстояние является оптимальным с учетом возможного прогиба линейки. Перемещая линейку по направляющей, по показаниям уровня определяют место и величину наибольшего износа. Так как измерения выполняют на длине 500 мм, а цена деления шкалы уровня составляет 0,02÷0,50 мм на длине 1000 мм, то показания уровня должны быть уменьшены вдвое или пропорционально отношению 1000 мм к длине измерения, т. е. при длине измерения 500 мм фактическая цена деления шкалы уровня составит 0,010÷0,025 мм.

Контроль с помощью уровня позволяет устанавливать отклонения от прямолинейности только в вертикальной плоскости. Поэтому все большее применение находят оптические способы, из которых наиболее совершенным является автоколлимационный способ. Он позволяет контролировать отклонения от прямолинейности как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях.

Использование контрольных и поверочных линеек больших размеров ограничено из-за возможности их прогиба под действием собственной массы. Например, прогиб линейки двутаврового сечения длиной 3000 мм при расположении опор на ее концах может достигать 0,3 мм. На машиностроительных предприятиях применяют линейки длиной не более 5000 мм. Для контроля направляющих станин длиной свыше 2500 мм, имеющих допуск 0,03 мм на 1000 мм, используют следующие способы: гидростатический, натянутой струны, оптический контроль [5, 6].

Дефектация станин с V-образными и плоскими направляющими (рис. 3, *в*). В шлифовальных станках, как правило, применяют сочетание одной плоской и одной V-образной направляющих. Для контроля прямолинейности и извернутости таких направляющих четыре опоры *1* (на рис. 3, *в* показана только одна) универсального моста располагают в V-образной направляющей, а дополнительную опору *3* — на плоской направляющей. Дефектацию направляющих ведут по показаниям уровня *2*. При контроле коротких направляющих используют только две опоры *1* (рис. 3, *г*).

Дефектация станин с С-образными и плоскими направляющими (рис. 3, *д*). Для станин с такими направляющими используют мост с раздвижной опорой *1* по размеру С-образной направляющей. Особенность установки моста состоит в том, что две опоры *1* упираются в боковые поверхности, а опору *3* располагают на горизонтальной направляющей. Таким образом обеспечиваются устойчивые показания уровня *2*.

Дефектация станин с направляющими, расположенными в разных плоскостях (рис. 3, *е*). Такие станины используют в координтно-расточных станках. На рис. 4 показана схема контроля таких направляющих станины с помощью углового моста [4], состоящего из Г-образного основания, корот-

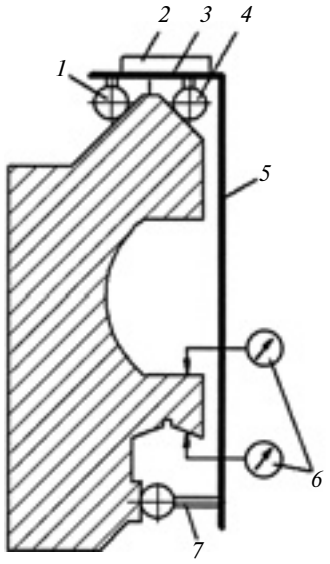


Рис. 4. Схема контроля направляющих, расположенных в разных плоскостях

кое плечо *3* которого расположено перпендикулярно удлиненному плечу *5*. На угловом мосте закреплены валики *1* и *4* и опора *7*. Мост имеет устройство для крепления индикатора. Валик *1* закреплен неподвижно, а валик *4* можно перемещать и устанавливать в зависимости от размера направляющей. При этом валики *1* и *4* размещаются в V-образных направляющих или охватывают поверхности призматической направляющей. Опору *7* можно переустанавливать вдоль паза плеча *5* и регулировать по высоте.

На плечо *3* вдоль направляющих устанавливают регулируемую колодку *2* с уровнем и проверяют их прямолинейность. Извернутость контролируют при расположении уровня перпендикулярно направляющим. С помощью индикаторов *6* определяют непараллельность поверхностей, а также непараллельность оси ходового винта и направляющих [5].

Дефектация функционально связанных поверхностей направляющих. К таким поверхностям МС относят поверхности подвижных и неподвижных соединений, когда сопряжение осуществляется одновременно по нескольким поверхностям, а точность их сопряжения определяется нормами контакта.

Особую сложность представляет контроль отклонения углов наклона и поверхностей профиля направляющих в поперечном сечении. Используемый в настоящее время контроль угломерами, контрольными призмами с разными углами между гранями (60, 75 и 90°), трехгранными линейками (проверка на краску) не обеспечивает необходимую точность взаимного расположения поверхностей.

К. Т. Шеров предложил оригинальное приспособление для решения этой задачи [7]. Оно имеет Т-образный корпус *1* (рис. 5) со встроенным магнитом *2*, который устанавливается на контролируемую поверхность *А* направляющей *5* станины. Магнит прижимает корпус приспособления плотно к направляющей. С помощью магнита *2* и опоры *4* обеспечивается устойчивое положение приспособления на направляющей станины.

Контроль угла наклона боковой плоскости призматической направляющей станины станка осуществляется следующим образом. Индикатор *3* (см. рис. 5) часового типа перемещают параллельно плоскости *В* направляющей станины на расстояние *L*. Если плоскости *Б* и *В* не параллельны (рис. 6), индикатор показывает отклонение от параллельности, определяемое по разности показаний u_1 и u_2 индикатора: $\Delta u = u_1 - u_2$.

Отклонение Δu возникает вследствие отличия действительного угла $\varphi_д$ от контролируемого угла φ, значение которого определяется по формуле

$$\beta = \mathrm{arctg}(\Delta u / L).$$

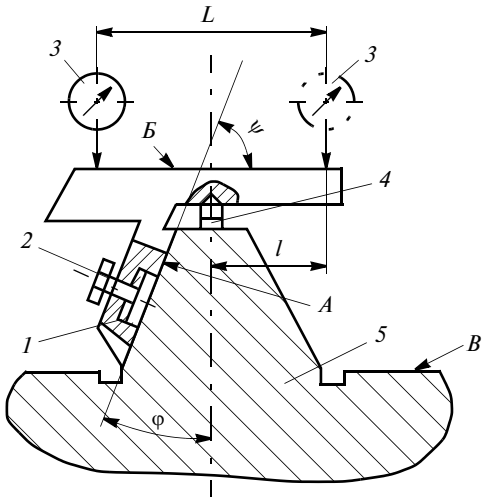


Рис. 5. Схема установки контрольного приспособления

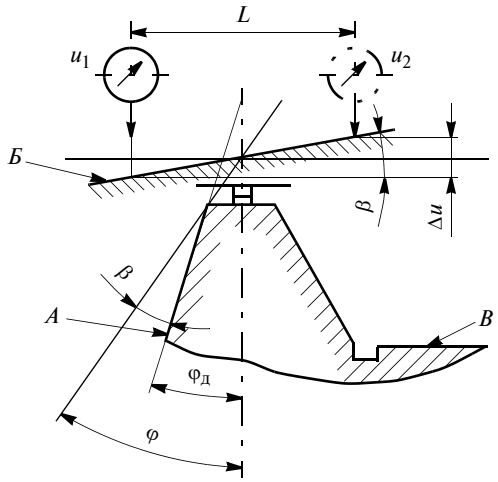


Рис. 6. Схема для расчета отклонения контролируемого угла

УДК 621.882:620.178.3

В. К. НАБОКОВ, канд.техн.наук (Курганский ГУ), e-mail: Omtm Kurgan@rambler.ru

Гусеница с гибкими шарнирами

Приведены расчетные обоснования и рекомендации по разработке конструкции новой гусеницы с гибкими шарнирами на основании анализа достоинств и недостатков существующих гусениц.

Ключевые слова: гусеница, стальное звено, серьга, гибкий шарнир, силовая пластина, вероятность, предел выносливости, предварительное натяжение, КПД, запас прочности.

The substantiation calculations and recommendations on development of structure of new caterpillar with living hinges on the base of analysis of advantages and disadvantages of the existing caterpillars are presented.

Keywords: caterpillar, steel tread, clip, living hinge, load-carrying plate, probability, endurance limit, tension preload, efficiency, margin of safety.

Достоинствами применяемых на транспортных машинах гусениц с простым металлическим шарниром являются: простота конструкции, небольшое предварительное натяжение, удовлетворительные продольная жесткость и жесткость на кручение. Однако небольшая долговечность открытого металлического шарнира, подверженного абразивному изнашиванию, большие потери мощности на трение в шарнирах при больших скоростях движения машины (≈40 % от мощности на ведущих колесах) [1] обусловили создание для быстроходной машины новой гусеницы с закрытым шарниром трения [1].

Ходовые испытания в разных почвенно-климатических условиях показали, что применение закрытых шарниров значительно увеличивает срок службы гусениц. Для смешанных условий эксплуатации применение закрытых шарниров позволяет увеличить долговечность гусениц в среднем в 2 раза по сравнению с гусеницами с открытым металлическим шарниром при примерно равном их КПД. Сравнительно невысокие долговечность и КПД гусениц с закрытым шарниром обусловливает их применение преимущественно на транспортерах с относительно небольшими скоростями движения.

На быстроходных гусеничных машинах устанавливают в основном гусеницы с резинометаллическим шарниром (РМШ) [2], долговечность которого значительно превышает долговечность открытого и закрытого металлических шарниров и не зависит от почвенно-климатических условий эксплуатации. Кроме того, РМШ имеет высокий КПД при больших скоростях движения машины, который не зависит от величины тяговой нагрузки. Гистерезисные потери в РМШ зависят от угла закрутки резиновых колец шарнира и их угловой жесткости [3]. При больших скоростях движения машины гистерезисные потери РМШ значительно меньше потерь мощности на сухое трение в открытом и закрытом металлических шарнирах. Основной недостаток гусениц с РМШ связан с упругой деформацией шарнира под нагрузкой. Недостаточно высокие продольная жесткость и жесткость на кручение гусениц с РМШ являются следствием упругой деформации шарнира и причиной схода опорных катков с гусеницы при маневрировании машины. Для устранения этого недостатка предварительное натяжение гусениц повышают на 10÷15 % от массы машины, что является дополнительной нагрузкой и приводит к снижению долговечности не только гусеницы, но и всей ходовой части. Вынужденное повышение предварительного натяжения гусениц с РМШ увеличивает неравномерность давления на грунт и снижает подвижность машины на грунтах с низкой несущей способностью [1].

Гусеницы с гибкими шарнирами для односкатных и двускатных опорных катков представлены

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 41)

Применение специального приспособления для контроля угла наклона боковой плоскости призматической направляющей станины токарного станка позволяет значительно повысить точность измерения углов наклона боковых плоскостей и снизить трудоемкость операций по восстановлению плоскостей прилегания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Производство** деталей металлорежущих станков / А. В. Мухин, О. В. Спиридонов, А. Г. Схирладзе, А. Г. Харламов // М.: Машиностроение, 2003. 560 с.

2. **Утенков В. М.** Математическое моделирование процесса изнашивания направляющих скольжения металлорежущих станков // Наука и образование. Электронное научно-техническое издание. 2013. № 4. С. 18—23.

3. **Капитальный** ремонт станков http://www.sarplitka.h1.ru/remteh.html

4. **Пекелис Г. Д., Гельберг Б. Т.** Технология ремонта металлорежущих станков. Л.: Машиностроение, 1970. 320 с.

5. **Стерин И. С.** Ремонт направляющих станин, столов и суппортов. Диафильм. Ч. 1. 1973. 153 с.

6. **Дефекты** и способы контроля направляющих http://www.webrarium.ru/korpys-remont-napravlayshih.html.

7. **Шеров К. Т.** Технологическое обеспечение точности и качества обработки функционально связанных поверхностей направляющих металлорежущих станков: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Республика Казахстан. Алма-Аты. 2010.

на рис. 1, *а* и *б*. Гусеница (см. рис. 1, *а*) состоит из гибкого шарнира *1*, стального звена *2* (далее трак), серьги *3* с направляющим гребнем и стяжного болта *4*, который соединяет серьгу с проушиной *5* (рис. 1, *в*) на боковой стенке трака *2*. Болт *4* (см. рис. 1, *а*, разрез *А—А*) размещен между пальцами *7* силовой арматуры шарнира, на которых выполнены лыски *6*. На стороне трака *2*, обращенной к шарниру, выполнены уступы *8* (см. рис. 1, *в*), которые взаимодействуют с пальцами *7* и ограничивают их прогиб под нагрузкой. При сборке гусеницы уступы *8* входят в зазор между соседними силовыми пластинами *9* (см. рис. 1, *а*) из качественной пружинной стали. Неподвижное закрепление пальцев *7* на траках *2* с помощью серег *3* и стяжных болтов *4* предотвращает коаксиальный поворот пальцев при изгибах шарнира *1*. Уступы *8* также способствуют повышению продольной жесткости гусеницы. Надежное крепление силовых пластин *9* в пальцах *7* обеспечивают штифты *10* и торцевые заглушки *11*, запрессованные в отверстия пальцев (рис. 1, *г*).

Большая продольная жесткость силовой арматуры гибкого шарнира и неподвижность закрепления шарниров на траках ограничивают удлинение гусеницы под нагрузкой. Поэтому предварительное натяжение гусениц с гибкими шарнирами, как и гусениц с металлическим шарниром, может быть в 3÷4 раза меньше натяжения гусениц с РМШ [1]. Уменьшение предварительного натяжения снижает нагрузку на ходовую часть и способствует выравниванию давления гусеничного движителя на грунт. Это повышает ресурс ходовой части и подвижность машины на грунтах с низкой несущей способностью [1].

Создание перспективной гусеницы для быстроходных машин было обосновано расчетом [4]. Рассчитывали теоретическую модель гусеницы, сопоставимую по массогабаритным характеристикам с резинометаллической гусеницей реальной быстроходной транспортной машины массой 16 т. Исходная ширина гусеницы (300 мм) была равна ширине гусеницы машины-аналога. Такая ширина позволяет разместить гибкий шарнир, состоящий из че-

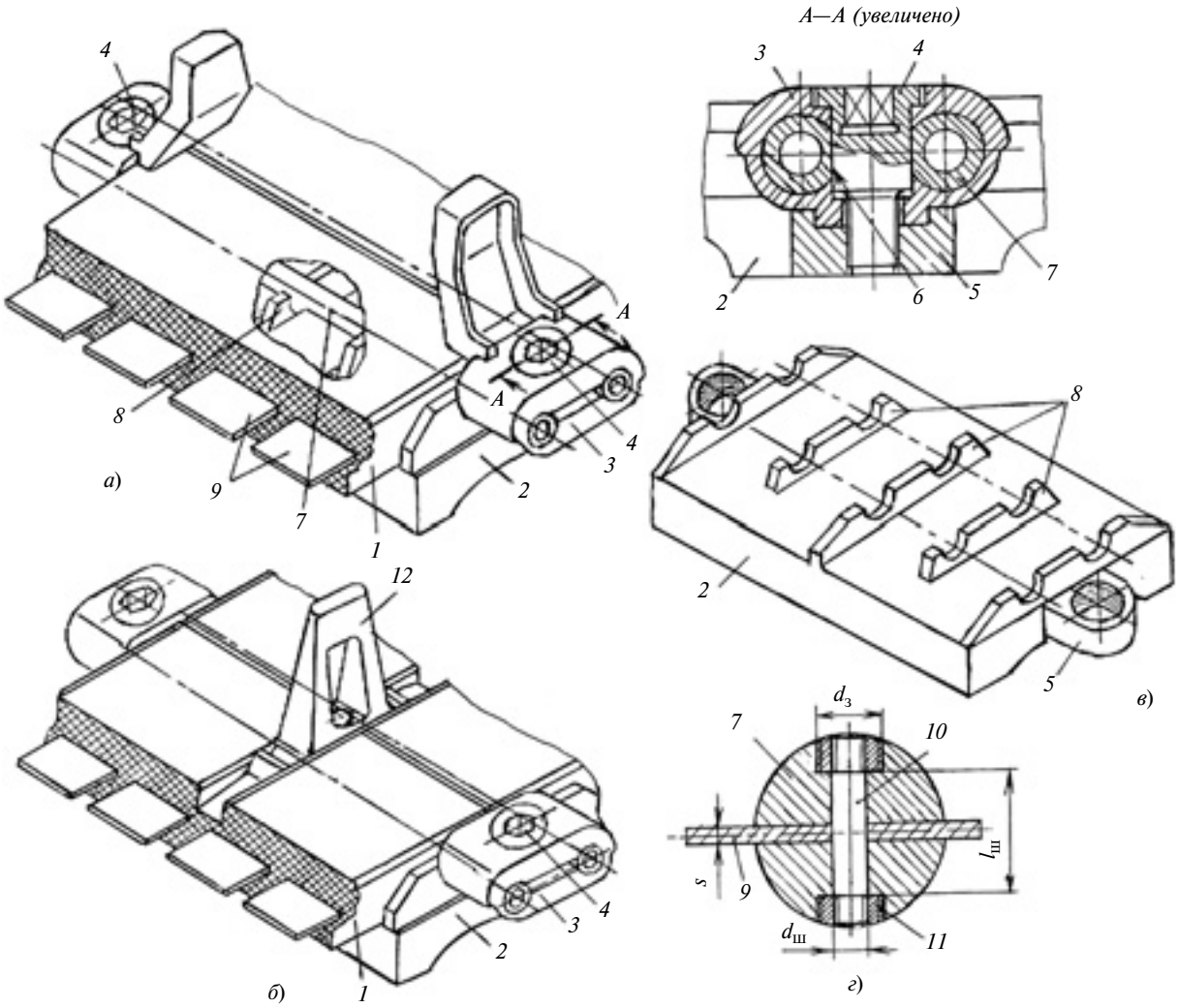


Рис. 1. Гусеницы с гибкими шарнирами для односкатного (*а*) и двускатного (*б*) опорных катков, трак (*в*) и штифтовое крепление силовой пластины в пальце (*г*)

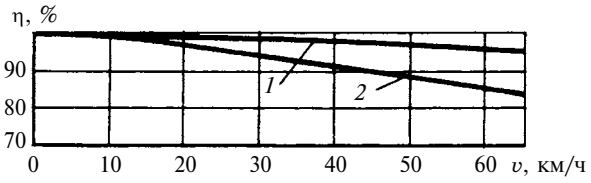


Рис. 2. Зависимости η от скорости *v* движения машины для гусениц с гибким шарниром (*1*) и с РМШ (*2*)

тырех силовых пластин, каждая из которых имеет ширину 40 мм и толщину 1,5 мм; зазор между соседними пластинами — 10 мм. Соединительные пальцы ∅22 мм из прочной легированной стали имеют пазовые отверстия для крепления концов силовых пластин.

Сравним результаты расчета РМШ и гибкого шарнира.

Угловую жесткость РМШ определяли по формуле $C_1 = 4\pi GBr_1^2 r_2^2/(r_1^2 - r_2^2)$ [2].

Угловая жесткость гибкого шарнира оказалась в 4,68 раза меньше угловой жесткости РМШ гусеницы-аналога.

Угловую жесткость гибкого шарнира с учетом гистерезисных потерь определяли по формуле $C_2 = A\psi/0{,}5\alpha^2$, где $A\psi = \frac{\beta\psi\alpha BE}{6R}(H_c^3 + H_p^3) + 0{,}5\frac{\psi Ebh^2}{H}\left(\beta_1 B_p + \beta_2\frac{L}{2}\right)$ — работа упругой силы сопротивления изгибу резиновой облицовки шарнира [5]; α — максимальный угол изгиба резиновой облицовки на криволинейных участках гусеничного обвода; B — ширина шарнира гусеницы; E — модуль упругости резины; ψ — коэффициент гистерезисных потерь; β — коэффициент, зависящий от геометрических размеров резиновой облицовки шарнира; H_c и H_p — высоты соответственно верхней и нижней резиновой облицовки шарнира; R — радиус изгиба шарнира; b — ширина выступов уплотнительного рельефа; h — максимальная высота уплотнительного рельефа над опорной поверхностью шарнира; B и L — ширина и длина уплотнительного рельефа; β_1 и β_2 — коэффициенты увеличения модуля упругости резины, зависящие от формы резинового образца [3].

Сопротивление изгибу облицовки гибкого шарнира меньше сопротивления резиновых колец в РМШ при коаксиальной закрутке, что обусловливает уменьшение работы силы упругого сопротивления угловому изгибу шарнира и снижает гистерезисные потери в резиновой облицовке гибкого шарнира по сравнению с РМШ. На рис. 2 даны зависимости КПД (η) гусеничных цепей, рассчитанные с учетом потерь в шарнирах по формулам работы [5]. Из сравнения графиков следует, что при скорости машины 65 км/ч КПД гусениц с гибким шарниром на 11 % больше КПД гусениц с РМШ.

Расчеты гусеницы с гибкими шарнирами показали [4], что силовые пластины из стали 60С2А (ГОСТ 14959—79) выдерживают максимальную нагрузку, действующую на гусеницу, с необходимым запасом прочности по сцеплению с грунтом; коэффициент запаса по пределу текучести стали составил $n_{\sigma_т} = 1{,}51$. Коэффициент запаса по пределу выносливости материала силовой пластины, который определяли с учетом вероятности распределения нагрузок для характерных условий эксплуатации быстроходных транспортных машин, составил $n_{\sigma_{-1}} = 1{,}35$. Таким образом, расчет подтвердил необходимую долговечность пластин.

По прочности крепление силовых пластин в пальцах оказалось соответствующим заклепочным соединениям: коэффициент запаса по пределу текучести материала пластин для характерных нагрузок, действующих на гусеницу, составил $n_{\sigma_т} \geqslant 2{,}36$;

Гусеница с гибкими шарнирами (см. рис. 1, *а*) имеет меньшую массу по сравнению с гусеницей с РМШ, рассчитанной на такую же эксплуатационную нагрузку. Отсутствие в конструкции трака *2* металлоемких трубок, необходимых в гусенице с РМШ для запрессовки резинометаллических пальцев (масса трубок составляет ≈50 % от массы трака), позволило на ≈10 % снизить массу комплекта гусениц с гибкими шарнирами.

Анализ гусениц с шарнирами разных видов показал основное направление совершенствования гусениц быстроходных транспортных машин. Определены основные задачи технического усовершенствования гусениц с РМШ, в том числе — увеличение их продольной жесткости и КПД.

Теоретический расчет силовых элементов гибкого шарнира подтвердил достижимость необходимых запасов прочности с учетом действия максимальных и переменных нагрузок на гусеницу и вероятности их распределения при эксплуатации, а также возможность создания гусеницы с гибкими шарнирами, которая сопоставима по массогабаритным параметрам с гусеницами с РМШ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Платонов В. Ф.** Динамика и надежность гусеничного движителя. М.: Машиностроение, 1968. 231 с.

2. **Подураев В. Н.** Резиновые и резинометаллические детали машин. М.: Машиностроение, 1966, 298 с.

3. **Набоков В. К.** Расчетное обоснование гибкого шарнира гусеницы // Вестник Курганского ГУ. 2013. № 2 (29). С. 17—19.

4. **Набоков В. К.** Гистерезисные потери в гусенице с гибкими шарнирами // Вестник Курганского ГУ. 2013. № 2 (29). С. 15—17.

5. **Набоков В. К.** Аналитический обзор гусеничных цепей // Вестник Курганского ГУ. 2010. № 1 (17). С. 16—19.

6. **Набоков В. К.** Кинематика гусениц с гибкими шарнирными связями // Вестник Курганского ГУ. 2012. № 2 (24). С. 9—11.

УДК 621.664

А. К. ШЕРОВ (Карагандинский ГТУ, Казахстан),
Д. Е. АЛИКУЛОВ, д-р техн. наук (Ташкентский ГТУ, Узбекистан),
А. ЧЕРЕШКА, д-р PhD (Вильнюсский ТУ, Литва), Ю. М. СМИРНОВ,
К. Т. ШЕРОВ, доктора технических наук (Карагандинский ГТУ),
e-mail: shkt1965@mail.ru

Размерный анализ рабочих поверхностей деталей шестеренного насоса

Выполнен размерный анализ деталей шестеренного насоса для установления причины его перегревания при эксплуатации. Для устранения этого недостатка предложена новая конструкция опорной втулки.

Ключевые слова: шестеренный насос, размерный анализ, опорная втулка, вал-шестерня, эксцентриситет.

The dimensional analysis of gear pump parts is performed for determination of reason of its overheating during operation. To eliminate this disadvantage, the new design of bearing sleeve is suggested.

Keywords: gear pump, dimensional analysis, bearing sleeve, gear shaft, eccentricity.

Государственная программа форсированного индустриально-инновационного развития Казахстана с целью повышения производительности труда предусматривает дальнейшее развитие машиностроения путем совершенствования автоматизации не только рабочих процессов, но и производства самого оборудования. При этом большое внимание уделяется использованию гидравлических устройств. В настоящее время выпускаются в основном гидрофицированные металлорежущие станки, а 60÷70 % агрегатных и специальных станков в большинстве случаев оснащены гидрофицированными механизмами главных движений [1, 2].

Основными узлами каждой объемной гидропередачи являются: насос; контрольно-регулирующая аппаратура; аппаратура управления; силовые исполнительные агрегаты. Надежность и долговечность работы гидросистемы определяются надежностью и долговечностью насоса. В станкостроении и других отраслях машиностроения широко применяют насосы шестеренные (НШ). Эксплуатационная надежность, простота обслуживания, возможность реверса, компактность, небольшая масса и невысокая стоимость выгодно отличают НШ от других объемных гидронасосов.

В гидравлических приводах металлорежущих станков для осуществления рабочих и холостых движений механизмов, а также в приводах транспортирующих устройств и системах смазывания применяются НШ почти всех типов [1—3]. Однако в ряде случаев использование НШ (в частности НШ высокого давления) затруднено отсутствием конструкций, удовлетворяющих конкретным требованиям и условиям эксплуатации в приводах металлорежущих станков. Создание насоса высокого давления осложняется необходимостью выполнения требований, предъявляемых к насосам станочного гидропривода, главные из которых — надежная работа в течение 3000÷5000 ч, сохранение высоких и стабильных значений объемного и механического КПД в течение гарантированного срока службы; бесшумная работа при эксплуатации. Применяемые в авиации и других отраслях машиностроения НШ высокого давления в комплексе не соответствуют перечисленным требованиям [1—3].

В работе [4] выполнен размерный анализ зубчатой передачи НШ и даны предложения по совершенствованию ее конструкции. Это связано с тем, что качество работы НШ во многом зависит от размеров и допусков деталей, монтируемых в корпусе насоса.

При эксплуатации часто наблюдается перегрев НШ, для выяснения причин которого и проведен размерный анализ деталей пар: "зубчатое колесо — корпус насоса", "зубчатое колесо — опорная втулка" насоса НШ-50.

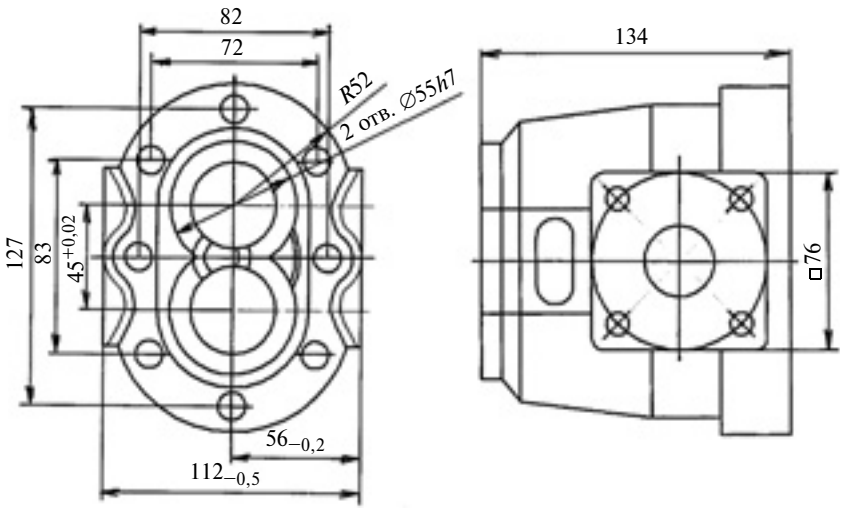


Рис. 1. Корпус насоса НШ-50

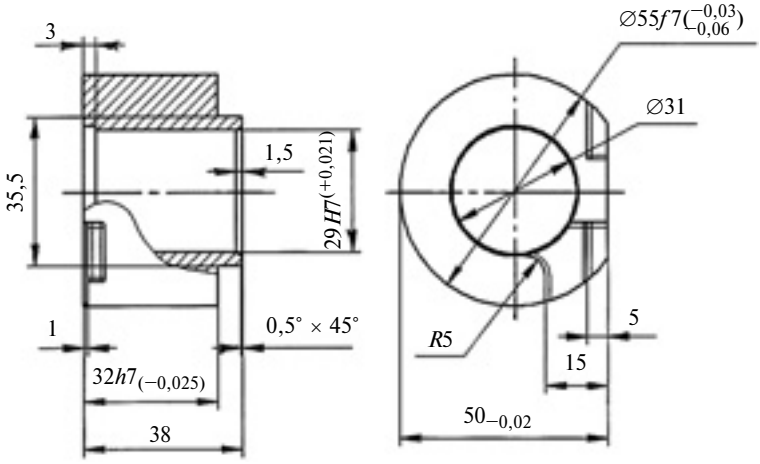


Рис. 2. Опорная втулка насоса НШ-50

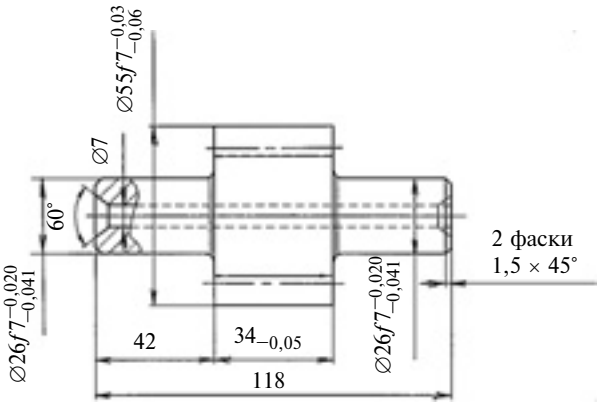


Рис. 3. Вал-шестерня насоса НШ-50

Для корпуса насоса НШ-50 (рис. 1) определяющими являются: межосевое расстояние $45^{+0,02}$; диаметры посадочных поверхностей под зубчатые колеса (∅55*H*7) и опорные втулки. Насос НШ-50 имеет четыре опорные втулки ∅29*H*7 (рис. 2), в которые устанавливаются втулки скольжения по посадке ∅29*H*7/*u*8. Отверстие во втулке скольжения под вал-шестерню имеет размер ∅26*H*7. Рабочими поверхностями являются: наружный диаметр ∅55*f*7 и расстояние $22{,}5_{-0,02}$ мм между лыской и осью посадочного отверстия. Выступы зубьев зубчатого венца вала-шестерни имеют размер ∅55*f*7 (рис. 3). Диаметры вала-шестерни выполнены в размер ∅26*f*7. Особенностью конструкции насосов типа НШ является то, что опорные втулки и вал-шестерня могут перемещаться в корпусе в пределах допусков. На рис. 4 показано расположение полей допусков радиусов: отверстия в корпусе насоса, втулки и вала-шестерни. Перемещение выступов зубьев относительно оси вала-шестерни равно сумме допусков на отверстие в корпусе, на наружный и внутренний диаметры втулок, на диаметр выступов зубьев и посадочные диаметры вала-шестерни.

Для достижения качественных показателей НШ необходимо проанализировать множество вариантов относительного расположения деталей при их разных допустимых размерах. В радиальном направлении изменения положений втулки и вала-шестерни относительно отверстия в корпусе должны лежать в пределах допусков на отверстие в корпусе, на наружный диаметр втулки и на диаметр выступов зубьев шестерни. Рассмотрим положение вала-шестерни относительно опорной втулки (см. рис. 4). Если радиус выступов зубьев вала-шестерни больше радиуса наружного диаметра втулки на величину T*f*7/2, контактировать с корпусом насоса будет наружная поверхность зубьев вала-шестерни. При этом получим контакт в виде скольжения двух металлических поверхностей, при котором выделяется значительное количество теплоты, а следовательно, насос работает при чрезмерном повышении температуры. При случайных размерах втулки и вала-шестерни вероятность металлического контакта вала-шестерни с корпусом НШ будет составлять 50 %, так как при влиянии случайных факторов распределение размеров подчиняется закону Гаусса.

Чтобы при изготовлении насосов типа НШ избежать контакта поверхностей зубьев вала-шестерни и отверстия в корпусе необходимо рассчитать размерные цепи, связывающие размеры втулки, вала-шестерни и корпуса. При этом сначала нужно решить, какая из деталей НШ при расчете размерной цепи будет обеспечивать условия, исключающие возникновение металлического контакта при изменении размеров. Исходя из условий обеспечения технологичности конструкции выбрали опорную втулку. Поставленную задачу можно ре-

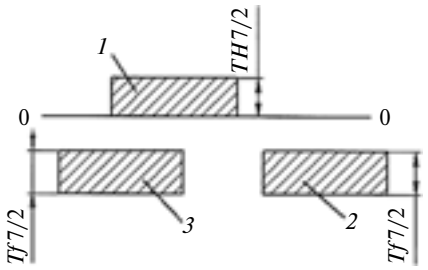


Рис. 4. Расположение полей допусков радиусов отверстия (*1*), втулки (*2*) и вала-шестерни (*3*) в корпусе насоса

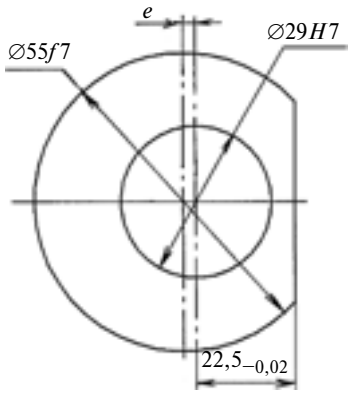


Рис. 5. Опорная втулка с основными размерами в торцевой плоскости

шить двумя способами: рассчитать максимальные и минимальные размеры (расчет на max и min) и провести расчет на основании теории вероятности.

Анализ конструкции показал, что опорная втулка насоса НШ-50 должна быть выполнена с размерами, соответствующими рис. 5. Новая втулка отличается эксцентричным расположением посадочного отверстия под валшестерню относительно ее наружной поверхности эксцентриситетом e между осью посадочной поверхности $\varnothing 29H7$ валашестерни и осью поверхности $\varnothing 55f7$ втулки. Расчет размерных цепей на max/min показал, что для полной взаимозаменяемости, т. е. для 100 %-ного исключения контакта поверхности валашестерни с поверхностью корпуса НШ-50, необходим эксцентриситет $e = 0{,}06_{-0{,}01}$ мм. При расчете на основании теории вероятностей, т. е. при весьма малой вероятности контакта, получили эксцентриситет $e = 0{,}045_{-0{,}01}$ мм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Орлов Ю. М.** Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет. М.: Машиностроение, 2006. 223 с.
2. **Свешников В. К.** Станочные гидроприводы: Справочник: Библиотека конструктора. М.: Машиностроение, 2004. 512 с.
3. **Старк С. Б.** Основы гидравлики, насосы и воздуходувные машины. Сборник задач. М.: Металлургиздат, 1961. 460 с.
4. **Размерный** анализ узла зубчатой передачи насоса шестеренного / А. К. Шеров, Ю. М. Смирнов, Д. Е. Аликулов, А. Черешка // Тр. КарГУ. 2013. № 3 (52). С. 22—24.

УДК 681.51.013:629.114.2.001.57

С. В. КОНДАКОВ, д-р техн. наук, О. О. ПАВЛОВСКАЯ, Н. К. ГОРЯЕВ, кандидаты технических наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: tanksv@mail.ru

Исследование поворота энергоэффективной быстроходной гусеничной машины с интеллектуальной электрической трансмиссией

Рассмотрены преимущества рекуперативного торможения отстающего борта быстроходной гусеничной машины при повороте по сравнению с динамическим торможением. Определены параметры регулирования силовых преобразователей бортовых вентильных двигателей, обеспечивающих рекуперативное торможение при повороте и прямолинейное движение.

Ключевые слова: быстроходная гусеничная машина, рекуперативное торможение, электрическая трансмиссия, механизм поворота, управление электродвигателем, аккумуляторная батарея, мощность заряда.

The advantages of regenerative braking of trailing edge of high-speed tracked vehicle at pivoting in comparison with dynamic braking are considered. The regulation characteristics of force transducers of edge ac converter-fed motors, providing regenerative braking at pivoting and straight line motion, are determined.

Keywords: high-speed tracked vehicle, regenerative braking, electric transmission, pivot mechanism, electric motor control, accumulator battery, energy of charge.

Интерес конструкторов быстроходных гусеничных и колесных машин специального назначения к электрическим трансмиссиям в последнее время возрос благодаря внедрению более компактных и энергонасыщенных электромашин и силовых преобразователей. В работе [1] приведена математическая модель движения быстроходной гусеничной машины (БГМ) с электрической трансмиссией, выполненной по бортовой схеме, в которой генератор соединен непосредственно с ДВС, а два исполнительных вентильных электродвигателя (ВЭД) через бортовой редуктор с ведущими колесами. Поворот осуществляется уменьшением тока ВЭД отстающего борта до нуля, а при более крутых поворотах — переходом к динамическому торможению этого ВЭД.

Очевидно, что поворот БГМ путем торможения отстающего борта бортовыми фрикционами или, в данном случае, замыкание ВЭД на активное сопротивление, не является оптимальным решением, поскольку энергия просто рассеивается в окружающую среду. При этом необходимо помнить об охлаждении активного сопротивления. Современные БГМ снабжены дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота [2, 3], а колесные машины — индивидуальным приводом каждого колеса [4]. Более эффективно эти принципы можно применить в электрических трансмиссиях, так как для кине-

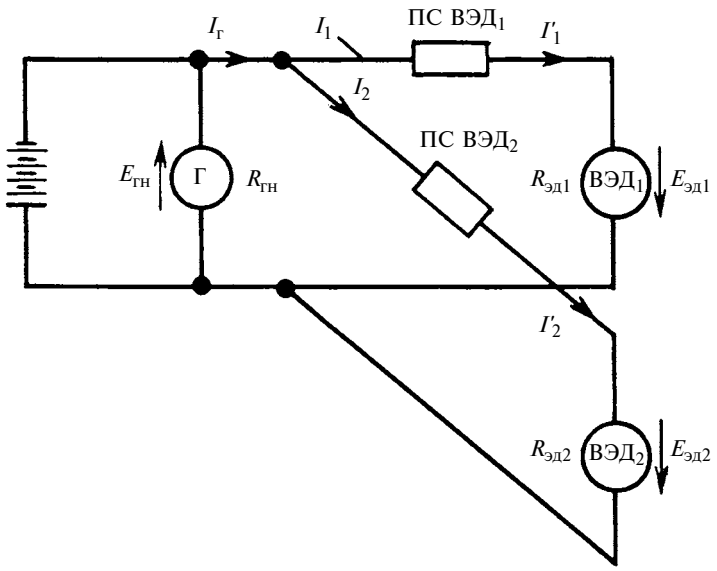


Рис. 1. Схема замещения электропривода БГМ

матической связи бортов не нужно создавать механические или гидравлические связи, а рациональнее использовать энергию торможения для движения, накопления ее в аккумуляторах или для разгрузки ДВС и генератора.

Цель работы — определение параметров системы управления силовыми преобразователями (СП), обеспечивающими рекуперацию мощности с отстающего борта на забегающий и зарядку аккумуляторной батареи (АБ) при торможении, и оценка энергетической эффективности перехода на новый принцип регулирования поворота и торможения БГМ с электрической трансмиссией. Расчетная схема движения БГМ на местности, математическая модель и основные уравнения связей приведены в работах [1—4]. При моделировании использовали следующие уравнения связей для электрических машин [5—8]:

для генератора

$$U_{гн} = E_{гн} - r_{гн} I_{гн};$$

$$M_{гн} = \sqrt{3} k_{01} p w_1 \Phi \frac{U_{гн}}{2R_1} = C_e \Phi_{гн} I_{гн};$$

$$E_{гн} = \sqrt{3} k_{01} p w_1 \Phi_{гн} \omega_{гн} = \Phi_{гн} C_e \omega_{гн},$$

где $U_{гн}$ — напряжение, выдаваемое генератором в сеть; $r_{гн}$ — сопротивление в обмотке последовательного возбуждения генератора; $E_{гн}$ — ЭДС генератора; $M_{гн}$ — момент на валу генератора; C_e — постоянный коэффициент для данной машины; $\Phi_{гн}$ — магнитный поток; $I_{гн}$ — сила тока; k_{01} — обмоточный коэффициент фазы; p — число пар полюсов ротора; w_1 — число витков одной фазы; $\omega_{гн}$ — угловая скорость вала генератора;

для электродвигателей (ЭД), работающих в двух режимах:

$$M_{эд} = I_{эд} 2{,}95, \quad \omega_{эд} = E_{эд}/2{,}95 \quad \text{при } r_{36} = 0{,}054 \text{ Ом};$$

$$M_{эд} = I_{эд} 0{,}98, \quad \omega_{эд} = E_{эд}/0{,}98 \quad \text{при } r_{12} = 0{,}018 \text{ Ом},$$

где $I_{эд}$, $E_{эд}$, $M_{эд}$, $\omega_{эд}$ — сила тока, ЭДС, момент и угловая скорость ЭД; 2,95 и 0,98 — значения коэффициентов, которые являются произведением $C_e \Phi_{эд}$ для ЭД.

Мощности магнитных и электрических потерь в ЭД определяем соответственно по формулам:

$$P_м = (0{,}0001146 n^2 + 1/0{,}16 n)/1000;$$

$$P_{эл} = 2 r_{36} I^2_{эд.ф}/1000,$$

где $n = 2\pi\omega/60$.

Уравнения равновесия в электрической системе определены на основании схемы замещения (рис. 1), в которую АБ входит как неотъемлемая часть электрического привода с рекуперацией мощности. Дело в том, что при повороте гусеничной машины мощность с одного борта может передаваться по параллельным электрическим цепям, а при рекуперативном торможении должна аккумулироваться в накопителе энергии. В дальнейшем она используется для преодоления внешних сопротивлений, превышающих возможности ДВС по мощности. В этом смысле речь идет о гибридной трансмиссии.

Основные соотношения между токами в ветвях определены расчетом сложных электрических цепей на основании метода Максвелла:

$$I_{гн} = I'_1 + I''_2 + U_{гн} \frac{r_{гн} r_{эд1} + r_{гн} r_{эд2} + r_{эд1} r_{эд2}}{r_{гн} r_{эд1} r_{эд2}};$$

$$U_{гн} = \frac{\dfrac{E_{гн}}{R_{гн}} + \dfrac{E_{эд1}}{R_{эд1}} + \dfrac{E_{эд2}}{R_{эд2}}}{\dfrac{r_{гн} r_{эд1} + r_{гн} r_{эд2} + r_{эд1} r_{эд2}}{r_{гн} r_{эд1} r_{эд2}} + \dfrac{1}{R_{гн}} + \dfrac{1}{R_{эд1}} + \dfrac{1}{R_{эд2}}},$$

где $r_{гн}$, $r_{эд1}$, $r_{эд2}$ — сопротивления обмоток параллельного возбуждения генератора и двух ЭД; $R_{гн}$, $R_{эд1}$, $R_{эд2}$ — сопротивления статорных обмоток генератора и двух ЭД.

Схема замещения позволила установить параметры статического равновесия внутри электрической системы "генератор — два параллельно соединенных ВЭД" и использовать их при моделировании движения БГМ с электрической трансмиссией в среде VISSIM.

Проведено имитационное моделирование движения БГМ при работе ВЭД на первом режиме при $k = 2{,}95$; $r = 0{,}054$ Ом и вхо-

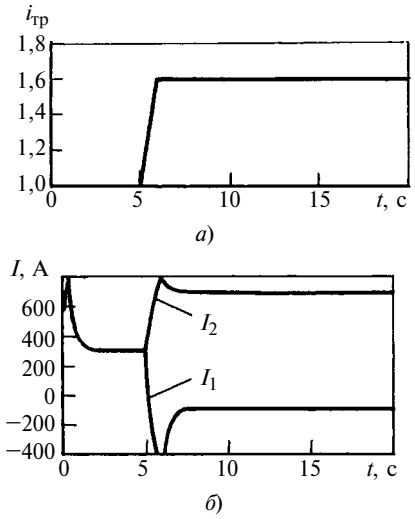


Рис. 2. Графики изменения коэффициента $i_{тр}$ трансформации (*а*) и силы *I* тока (*б*)

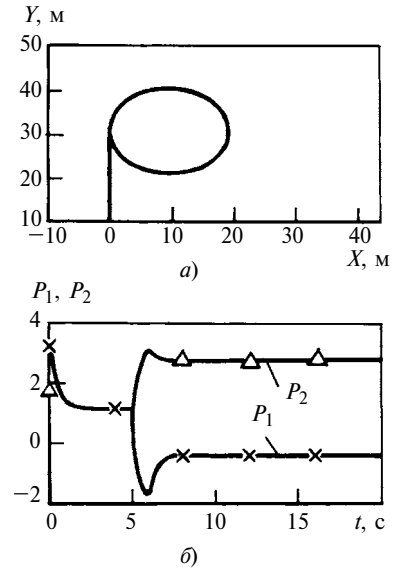


Рис. 3. Графики траектории *Y* поворота (*а*) и относительной силы *P* тяги по бортам (*б*)

де в поворот на скорости 4 м/с. Торможение отстающего борта осуществлено ВЭД уменьшением напряжения соответствующим СП с коэффициентом $i_{тр}$ трансформации, характеризующим кратность уменьшения напряжения после СП отстающего борта, на входе ВЭД. Способ управления ВЭД — динамическое или рекуперативное торможение, определяется направлением тока ВЭД отстающего борта: при положительном токе I_2 в обоих случаях ВЭД питается от генератора; при отрицательном токе I_2 и динамическом торможении подключается активное сопротивление и электрическая мощность ВЭД превращается в теплоту, т. е. ВЭД работает как бортовой генератор, а при рекуперативном торможении энергия возвращается в сеть. Эту энергию может использовать ВЭД забегающего борта вместо энергии, поступавшей ранее от ДГУ. В свою очередь ДГУ переходит на режим меньшего расхода топлива согласно данным центробежного регулятора топливного насоса высокого давления.

Параметры движения БГМ — траектория, силы тяги и скорости по бортам, остаются одинаковыми, независимо от способа торможения ВЭД отстающего борта, до тех пор, пока хватает мощности ДВС. Как только энергозатраты на совершение маневра превысят возможности ДВС, преимущество получит рекуперативный способ торможения отстающего борта. Но всегда, как только для совершения поворота потребуется отрицательный ток в ВЭД отстающего борта, рекуперативное торможение становится более эффективным по расходу топлива ДГУ, который авторы предлагают оценивать по моменту или мощности ДВС.

Рассмотрим ожидаемые преимущества рекуперативного торможения в имитационном моделировании поворота. Моделировали изменение коэффициента $i_{тр}$ за 1 с (рис. 2, *а*), что привело к изменению сил I_1 и I_2 тока (рис. 2, *б*). Траектория *Y* поворота и изменение силы *P* тяги по бортам приведены на рис. 3. Графики на рис. 2 и 3 справедливы как для динамического, так и для рекуперативного торможения. Момент и мощность, затрачиваемая на поворот при динамическом торможении, характеризуются графиками, приведенными соответственно на рис. 4, *а* и рис. 5, *а*, а при рекуперативном торможении — графиками на рис. 4, *б* и рис. 5, *б*. На рис. 6, *а* и *б* приведены мощности рекуперации при

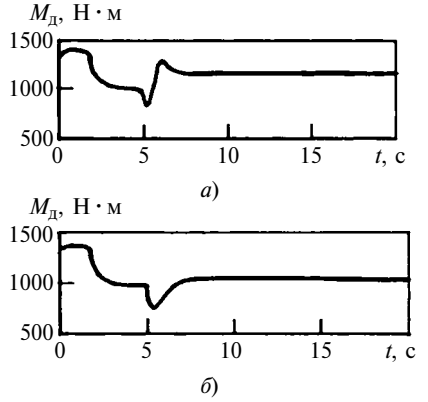


Рис. 4. Графики момента $M_д$ при динамическом (*а*) и рекуперативном (*б*) торможении

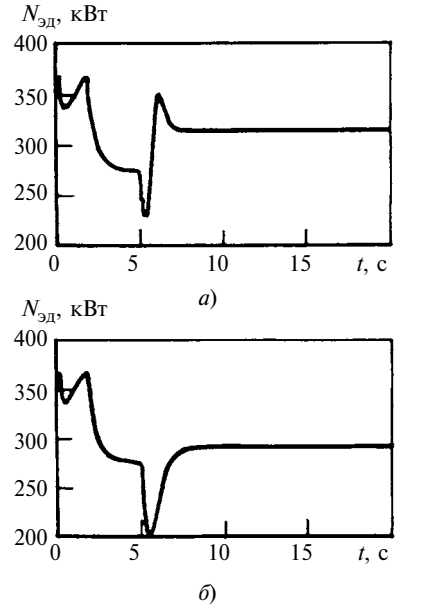


Рис. 5. Графики мощности $N_{эд}$ при динамическом (*а*) и рекуперативном (*б*) торможении

скоростях движения соответственно 5 и 18 м/с. Мощность рекуперации больше при движении БГМ с большой скоростью и малой кривизной траектории (минимальный радиус поворота 104 м, скорость на прямолинейном участке 18 м/с, в повороте 17,4 м/с) и работе ВЭД на втором режиме — большие скорости при $k = 0{,}98$ и $r = 0{,}018$ Ом. Коэффициент $i_{тр}$ трансформации (поворот руля) при управляемом движении без заноса ограничен интервалом 1,06÷1,00, который соответствует прямолинейному движению.

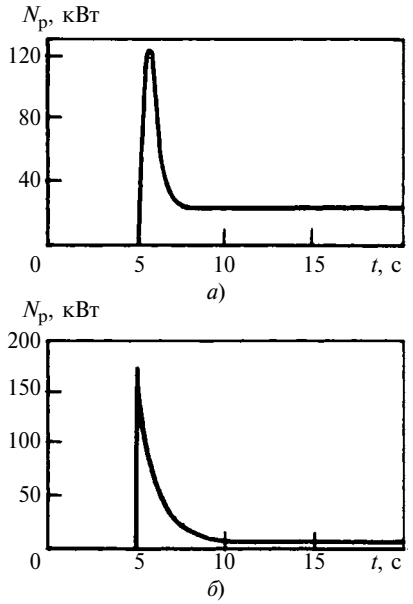


Рис. 6. Графики мощности $N_р$ рекуперации при движении со скоростью 5 (*а*) и 18 м/с (*б*)

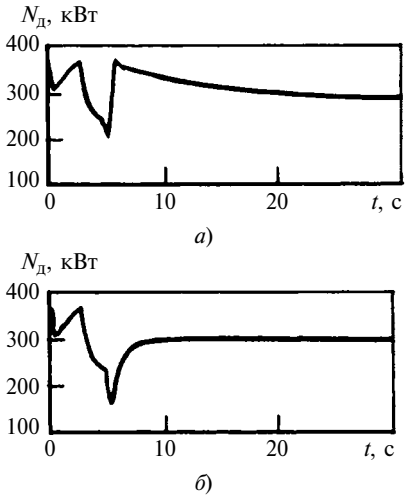


Рис. 7. Графики мощности $N_д$ при динамическом (*а*) и рекуперативном (*б*) торможении

Мощность, передаваемая ВЭД забегающего борта при скорости БГМ 17,4 м/с и установившемся радиусе поворота $R = 104$ м, составляет 206 кВт, при входе в поворот рекуперативная мощность (см. рис 6, *б*) составляет 150 кВт, в установившемся повороте — 5 кВт.

Оценим вклад рекуперативной мощности при движении на полной мощности ДВС. Известно, что наиболее опасным по нагрузке и рекуперации мощности является движение со скоростью до 10 м/с. Например, при движении со скоростью 5 м/с сопротивление передвижению $\psi = 0{,}08$ и $\mu = 1$, а мощность рекуперации в установившемся повороте достигает 110 кВт, соответственно требуется меньшая мощность ДВС (рис. 7). График скорости движения БГМ приведен на рис. 8, при этом радиусы установившегося поворота разные: при динамическом торможении — 15,6 м, при рекуперативном — 11,7 м.

Таким образом, наибольшая рекуперативная мощность достигается на переходных режимах, т. е. при изменении траектории движения, тогда она сопоставима с мощностью ВЭД забегающего борта при установившемся повороте. В некоторых случаях мощности ДВС не хватает для совершения маневра при динамическом торможении отстающего борта, но вполне хватает при рекуперативном торможении. Как указывалось, при динамическом торможении она превращается в теплоту.

Использование генераторного режима ВЭД целесообразно не только при повороте БГМ, но и при торможении. Традиционные механические тормозные механизмы также превращают кинетическую энергию движущейся машины в теплоту, рассеиваемую в окружающей среде. Эта энергия особенно велика по сравнению с энергией, вырабатываемой ДВС для восстановления скоростного режима. Так, при торможении машины с 72 км/ч (20 м/с) до нуля количество рассеиваемой кинетической энергии составляет $mv^2/2$ Дж; для машины массой 18 т она равна 3,6 МДж, которую двигатель мощностью 360 кВт нарабатывает за 10 с. Принять и со-

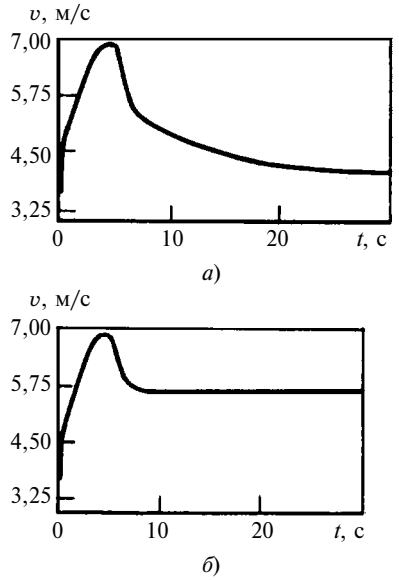


Рис. 8. Графики скорости v БГМ при динамическом (*а*) и рекуперативном (*б*) торможении

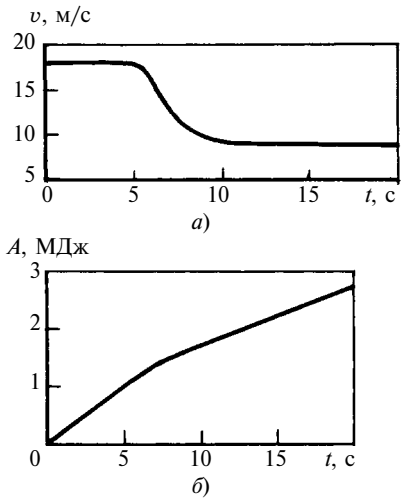


Рис. 9. Графики скорости v БГМ при рекуперативном торможении обоих бортов (*а*) и работы A по преодолению сил сопротивления (*б*)

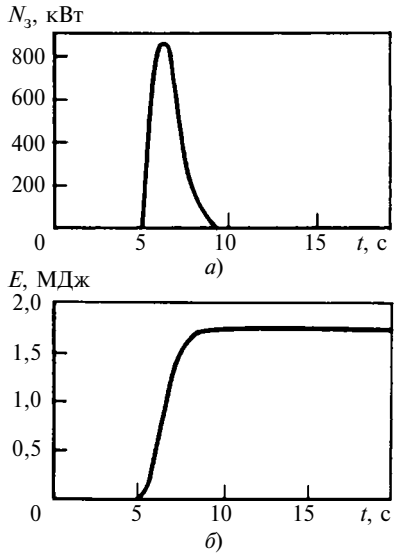


Рис. 10. Графики мощности $N_з$ заряда АБ при рекуперативном торможении БГМ (*а*) и накопленной при этом энергия E (*б*)

хранить такое количество энергии должна АБ, так как при торможении в отличие от поворота электрическая энергия не потребляется. Емкость АБ тяжелой гусеничной техники составляет 7,3 МДж. Совместная работа конденсаторов и АБ позволяет быстро и эффективно аккумулировать энергию.

Исследовали торможение БГМ при изменении скорости с 18 до 9 м/с и синхронном регулирование СП обоих бортов. Основные зависимости, характеризующие заряд АБ, взяты из работы [9]: на рис. 9 приведены графики скорости БГМ и работы по преодолению внешних сопротивлений от времени, на рис. 10 — мощности заряда и накопленной энергии АБ от времени.

Далее рассмотрим баланс мощности при рекуперативном торможении БГМ. Высвобождаемая кинетическая энергия корпуса БГМ составляет 2,28 МДж, работа по преодолению внешних сопротивлений за период торможения между 5 и 9 с составляет 0,58 МДж, запасенная в аккумуляторе — 1,72 МДж. Баланс энергии соответствует допустимому при моделировании, что свидетельствует о корректности полученных результатов исследования электрической трансмиссии, которая обеспечивает рекуперацию мощности с отстающего борта на забегающий при повороте и рекуперацию механической энергии в электрическую при торможении всей машины. Это позволяет использовать данную математическую модель БГМ с интеллектуальным электрическим приводом для исследования свойств гибридной трансмиссии.

Выводы

Предложенный способ регулирования ВЭД отстающего борта в повороте позволяет значительно повысить энергетические показатели БГМ при одинаковых траектории, скорости, силе тока и ЭДС соответствующих бортовых ВЭД.

Моделирование движения БГМ показало, что при рекуперативном торможении ВЭД отстающего борта на скорости 4 м/с и радиусе поворота 8 м мощность ДВС снижается на 120 кВт в переходном процессе и на 30 кВт в установившемся повороте, на скорости 18 м/с и радиусе поворота 104 м — на 150 кВт в переходном процессе и на 5 кВт в установившемся повороте.

Определены режимы движения БГМ, при которых не хватает мощности ДВС для совершения маневра без рекуперативного торможения ВЭД отстающего борта.

Энергетическая оценка мощности торможения и эффективности внедрения рекуперативного торможения БГМ с помощью электрической интеллектуальной трансмиссии показала, что энергия торможения быстроходной гусеничной машины с 18 м/с до полной остановки сопоставима, с одной стороны, с полной электрической емкостью АБ, с другой стороны, с энергией, вырабатываемой ДВС на максимальной мощности за десятки секунд.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Имитационное** моделирование движения быстроходной гусеничной машины с электрической трансмиссией / Б. Н. Гомберг, С. В. Кондаков, Л. С. Носенко, О. О. Павловская // Вестник ЮУрГУ. Сер. Энергетика. 2012. Вып. 18. № 37 (296). С. 73—81.
2. **Кондаков С. В.** Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации системы управления криволинейным движением: Монография. Челябинск: ЮУрГУ, 2009. 108 с.
3. **Кондаков С. В., Павловская О. О.** Автоматизированное управление движением быстроходной гусеничной машины: Монография. Saarbrucken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. 105 с.
4. **Кондаков С. В., Павловская О. О.** Интеллектуальная бесступенчатая трансмиссия — регулятор расхода топлива ДВС и крутящего момента ведущих колес // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 3—11.
5. **Овчинников И. Е.** Вентильные электрические двигатели и приводы на их основе: Курс лекций. СПб.: Корона-век, 2006. 336 с.
6. **Закладной А. Н., Закладной О. А.** Энергоэффективный электропривод с вентильными двигателями: Монография. Киев: Либра, 2012. 190 с.
7. **Ганджа С. А.** Вентильные электрические машины с аксиальным магнитным потоком. Анализ, синтез, внедрение в производство: Автореф. дис. ... д-р техн. наук. Челябинск: ЮУрГУ. 2012.
8. **Генератор** гибридной силовой установки бульдозера / С. Г. Воронин, А. И. Согрин, Е. С. Швалёв, В. И. Кислицин // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 2. С. 8—11.
9. **Акимов С. В., Чижов Ю. П.** Электрооборудование автомобилей. М.: ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004. 384 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 69.002.5

В. Б. ПЕРМЯКОВ, д-р техн. наук, С. В. САВЕЛЬЕВ, канд. техн. наук (ФГБОУ ВПО "СибАДИ", г. Омск),
В. В. МИХЕЕВ, канд. физ-мат. наук (ОмГТУ, г. Омск), e-mail: saveliev sergval@mail.ru

Использование деформативных свойств пневмошин в вибрационных машинах

Исследованы деформационные свойства — жесткость и коэффициент вязкого трения перспективных рабочих органов — пневмошин. Дана оценка их влияния на эффективность уплотнения различных материалов.

Ключевые слова: вибрация, жесткость, вязкое трение, диссипация, эффективность, рабочий орган, пневмошина, уплотнение.

The deformation properties — stiffness and viscous friction coefficient of perspective working members — pneumatics are investigated. The assessment of their influence on effectiveness of sealing of different materials is given.

Keywords: vibration, stiffness, viscous friction, dissipation, effectiveness, working member, pneumatic, seal.

Пневматические шины предназначены для демпфирования колебаний, возникающих при движении колесного транспорта по неровной дороге. Конструкция классических пневматических шин обусловливает их деформативные свойства. Как правило, жесткость таких шин не превышает 1000 кН/м.

Пневматические шины широко применяют в строительных и дорожных машинах. Например, катки, у которых пневматические шины являются рабочим органом (РО), применяют для уплотнения слоев разных дорожно-строительных материалов и обеспечения их прочности. Изменение давления в шинах катков позволяет регулировать площадь пятна контакта и, соответственно, контактные давления в зависимости от плотности и прочности уплотняемого материала. Основной недостаток катков с пневмошинными РО — статический режим уплотнения материалов, так как использование вибрации ограничено демпфирующей способностью шин, поскольку значительная часть энергии вибровозбудителя расходуется не на полезную работу, а на деформирование РО.

Практика современного строительства показывает, что для повышения производительности и эффективности уплотняющей техники следует использовать именно динамические способы уплотнения, в частности вибрацию. Но вибрационные уплотняющие машины имеют небольшой диапазон регулирования контактных давлений, что связано с изменениями вынуждающей силы и ее частоты, так как машины имеют недеформируемые металлические РО.

Несмотря на явные преимущества пневмошинных РО по сравнению с металлическими, их основным недостатком являются высокие деформативные свойства, способствующие диссипации энергии виброколебаний и, как следствие, снижению производительности и эффективности работы машины. Решить эту проблему можно, если обеспечить регулирование деформативных свойств пневмошинного РО до значений, обеспечивающих эффективное использование вибрации.

Основными деформативными свойствами, влияющими на эффективность передачи виброколебаний уплотняемой среде, являются жесткость и коэффициент вязкого трения [1]. В ФГБОУ ВПО "СибАДИ" разработаны новые перспективные конструкции пневмошинных (неметаллических) РО катков [2—4], в которых при уплотнении не только изменяются контактные давления, но и в широком диапазоне регулируются жесткость и коэффициент вязкого трения. Но для применения новых пневмошинных РО необходимо оценить влияние этих параметров на диссипацию энергии виброколебаний в процессе работы и определить их рациональный диапазон. С этой целью была создана экспериментальная установка и проведены исследования. В качестве РО рассматривали пневмошины, заполненные жидкостью (гидрошины), и пневмошины с металлическими бандажами, позволяющие в широком диапазоне изменять контактные давления при уплотнении различных сред.

Экспериментальная установка включает следующее регистрирующее оборудование: бортовой измерительный комплекс с модульной системой измерения на базе крейт-контроллера и ПК; крейт L-Card; шасси LTC-26; контроллер LC-014 (EPP); блоки питания LTC-PW (220 В) и OP-PW (12 В); модуль АЦП LC-111DP (универсальный до ±10 В по 16/32 каналам); модуль АЦП LC-451 (8-канальный частотомер до ±5 В); коммутационную коробку с двумя клеммными колодками DB-37F (разводка сигнальных кабелей и питания на датчики и модули АЦП); измеритель уровня шума и вибрации ВШВ-003-М2; потенциометрический датчик перемещения Megatron RC35-750S для измерения деформации РО относительно реперной точки; пьезоэлектрический виброизмерительный преобразователь ДН-3-М1. В ходе исследований к РО прикладывали ударный импульс в виде сбрасываемого груза, что приводило к деформации опытного образца РО.

Жесткость РО определяли по формуле

$$c_1 = [m_г(u_1^2 - u_2^2) - 2\theta b_1 u_2 \Delta x_{РО}]/\Delta x_{РО}^2,$$

где c_1 — жесткость РО, кН/м; $\theta = \sqrt{m_г/(m_к + m_г)}$ — безразмерный показатель; $m_г$ — масса сбрасываемого груза, кг; $m_к$ — масса РО, кг; u_1 и u_2 — скорости груза до удара и системы "груз — РО" после удара, м/с; b_1 — коэффициент вязкого трения РО, Н · с/м; $\Delta x_{РО}$ — деформация РО, м.

Коэффициент вязкого трения определяли с учетом декремента затухания колебаний в РО по формуле $b_1 = 2\delta J/\tau_д$, где δ — логарифмический декремент затухания колебаний; J — число циклов колебаний; $\tau_д$ — период колебаний, с.

По результатам серии экспериментальных исследований РО были установлены зависимости жесткости (рис. 1) и коэффициента вязкого трения (рис. 2) от внутреннего давления p_w в шинах и числа N установленных бандажей. Полученные данные позволяют оценить влияние деформативных свойств (жесткости и коэффициента вязкого трения) на эффективность передачи виброколебаний уплотняемой среде.

Численным критерием является добротность колебательной системы, характеризующая потери энергии в РО: $Q = \sqrt{Mc_1 b_1}$, где M — масса РО. Было установлено, что существенное улучшение добротности колебаний пневмошинных РО (с точки зрения эффективного использования вибрации) наблюдается при увеличении жесткости до 5000 кН/м и снижении коэффициента вязкого трения до 500 Н · м/с (рис. 3). После достижения этих значений добротность не увеличивается. Дальнейшее увеличение демпфирующих показателей мало влияет на снижение диссипации энергии виброколебаний при уплотнении разных сред. Исследования показали [5—7], что при жесткости пневмошинных РО $c_1 > 6000$ кН/м эффективность уплотнения становится сопоставимой с уплотнением грунтовых сред машинами с металлическими РО, у которых влияние диссипации энергии на их деформацию практически отсутствует. Таким образом, расширение диапазона жесткости пневмошинных РО позволяет не только регулировать контактные давления, как у классических пневмошинных катков, но и эффективно использовать вибрацию. К тому же такие машины могут дополнительно регулировать контактные давления и режимы уплотнения материалов путем изменения вынуждающей силы и частоты колебаний вибровозбудителя.

Машины с пневмошинными РО могут быть использованы не только для вибрационной обработки различных сред в строительстве, но и при проектировании и эксплуатации вибрационной уплотняющей техники с неметаллическими РО.

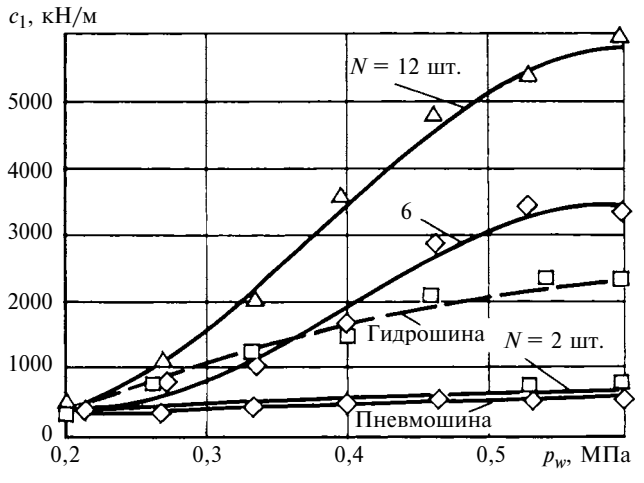


Рис. 1. Зависимости жесткости c_1 от давления p_w в пнемошине с числом N бандажей (сплошные линии) и гидрошине (штриховая линия)

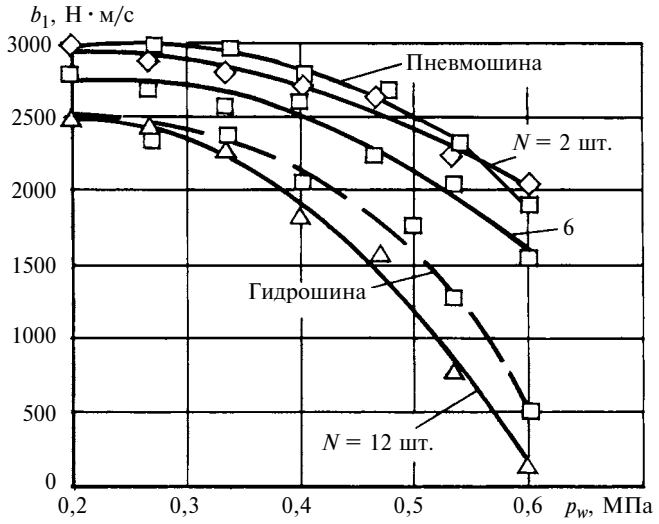


Рис. 2. Зависимости коэффициента b_1 вязкого трения от давления p_w в пневмошине с числом N бандажей (сплошные линии) и гидрошине (штриховая линия)

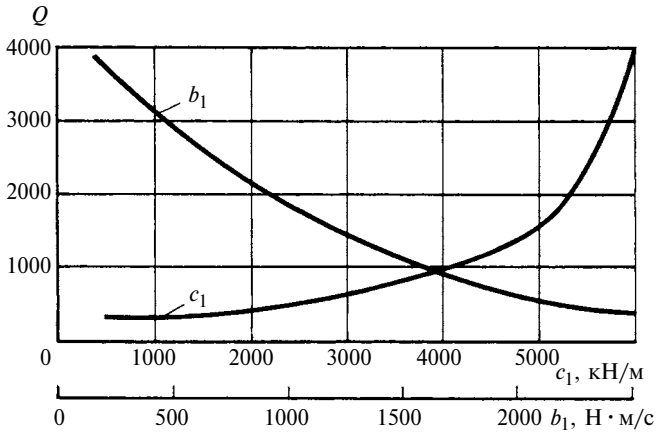


Рис. 3. Зависимости добротности Q колебательной системы от жесткости c_1 и коэффициента b_1 вязкого трения

УДК 621.923.1

Л. Г. ВАЙНЕР, канд. техн. наук, В. М. ДАВЫДОВ, д-р техн. наук, В. В. ЗАЕВ, канд. техн. наук
(Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск), e-mail: lgvainer@mail.ru

Особенности формирования микрогеометрии торцевых поверхностей при двустороннем шлифовании

Исследовано влияние кинематических факторов на формирование микрогеометрии поверхности при двусторонней торцешлифовальной обработке. Установлена связь показателей точности и шероховатости обработанных поверхностей.

Ключевые слова: двусторонняя торцешлифовальная обработка, формообразование, точность обработки, шероховатость поверхности.

The influence of kinematic factors on generation of surface microgeometry at two-sided face-grinding processing is investigated. The relation between accuracy factors and roughness of processed surfaces is determined.

Keywords: two-sided face-grinding processing, shaping, processing accuracy, surface roughness.

При шлифовании формируемый микрорельеф обработанной поверхности в значительной степени определяется кинематикой движения множества активных абразивных зерен относительно обрабатываемой поверхности.

Одним из прогрессивных направлений исследований и конструкторско-технологических решений является формирование на поверхности заготовки микрорельефа, близкого к изотропному и имеющего для большинства условий эксплуатации ряд преимуществ по сравнению с анизотропным. Под изотропной поверхностью [1] понимается поверхность с перекрещивающимися или произвольно направленными микронеровностями, при этом параметр *Ra* шероховатости инвариантен относительно направления измерения.

Основные эксплуатационные преимущества изотропного микрорельефа [2]:

1) инвариантность процесса трения к направлению относительного перемещения трущихся поверхностей;

2) ячеистая структура поверхностного слоя, образованная пересекающимися микронеровностями, создает множество микрокарманов, удерживающих смазочный материл;

3) повышенные износостойкость поверхности и надежность пары трения;

4) пересекающиеся траектории микрорезания, как правило, обусловливают повышенную точность детали.

Анализ способов создания регулярных изотропных микрорельефов приведен в работе [1]. При абразивной обработке микрорельеф, близкий к изотропному, образуется или в результате согласования кинематики формообразования (хонингование, шлифохонингование, круглое наружное шлифование торцевым инструментом по методу А. М. Козлова [3], внутреннее шлифование методом пересекающихся осей), или введением дополнительных осциллирующих движений (шлифование периферией круга с осевой вибрацией инструмента, вибрационное шлифование торцом круга, вибрационное хонингование, суперфиниширование и доводка [4], шлифование методом "бегущего контакта" [5] с наклоном инструмента).

В работе [6] установлено появление пересекающихся следов абразивных зерен при периодических

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 56)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Корчагин П. А.** Уравновешивание и виброзащита. Омск: СибАДИ, 2006. 72 с.

2. **Пат. 21401 Рос. Федерации** на полезную модель: МПК[7] E01 C 19/27, 19./28, E 02 d 3/046. Валец дорожного катка.

3. **Пат. 2213825 Рос. Федерации:** МПК[7] E01 C 19/27, 19./28, E 02 d 3/046. Валец дорожного катка.

4. **Пат. 93090 Рос. Федерации** на полезную модель: МПК: E01 C 19/28, 19./28. Валец дорожного катка.

5. **Савельев С. В., Лашко А. Г.** Эмпирические исследования эффективности применения пневмошинного вальца с бандажами для уплотнения грунтов // Изв. вузов. Строительство. 2012. № 5. С. 127—132.

6. **Савельев С. В., Бурый Г. Г.** Анализ уплотнения грунтов перспективными вибрационными катками // Строительные и дорожные машины. 2013. № 1. С. 8—10.

7. **Савельев С. В., Бурый Г. Г.** Исследования процесса вибрационного деформирования грунта // Вестник Иркутского ГТУ. 2013. № 2 (73). С. 66—69.

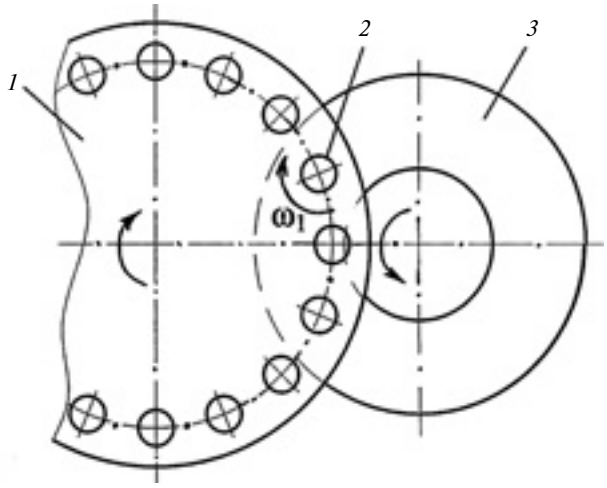


Рис. 1. Схема шлифования роликов:
1 — диск-сепаратор; *2* — ролик цилиндрический; *3* — шлифовальный круг

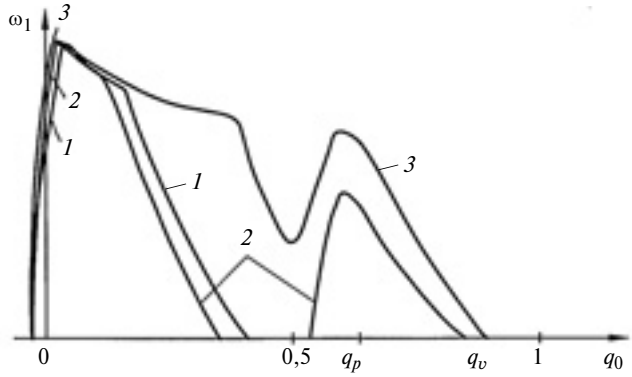


Рис. 2. Характеристики вращения заготовки в зависимости от ее относительной координаты *q* (q_p и q_v — относительные координаты заготовки, при которых завершаются съем припуска и вращение заготовки)

поворотах кольца подшипника при двустороннем торцешлифовании (ДТШ). Более широкие кинематические возможности имеет ДТШ свободных цилиндрических деталей, например цилиндрических роликов с круговой подачей (рис. 1).

В работе [7] исследованы характеристики вращения (ХВ) свободной заготовки — графики зависимости частоты вращения ω_1 заготовки от ее относительной координаты q (здесь q — отношение текущей координаты заготовки к протяженности зоны шлифования, $0 \leqslant q \leqslant 1$) в зоне шлифования. Установлено, что при ДТШ возможны три ХВ (рис. 2), которые отличаются продолжительностью и постоянством: ХВ *1* характеризуется завершением вращения в первой половине зоны шлифования; ХВ *2* — прерыванием вращения; ХВ *3* — завершением вращения после зоны выхаживания ($q_v > q_p$).

Рассмотрим результаты исследований шероховатости обработанных торцов цилиндрических роликов при разных ХВ.

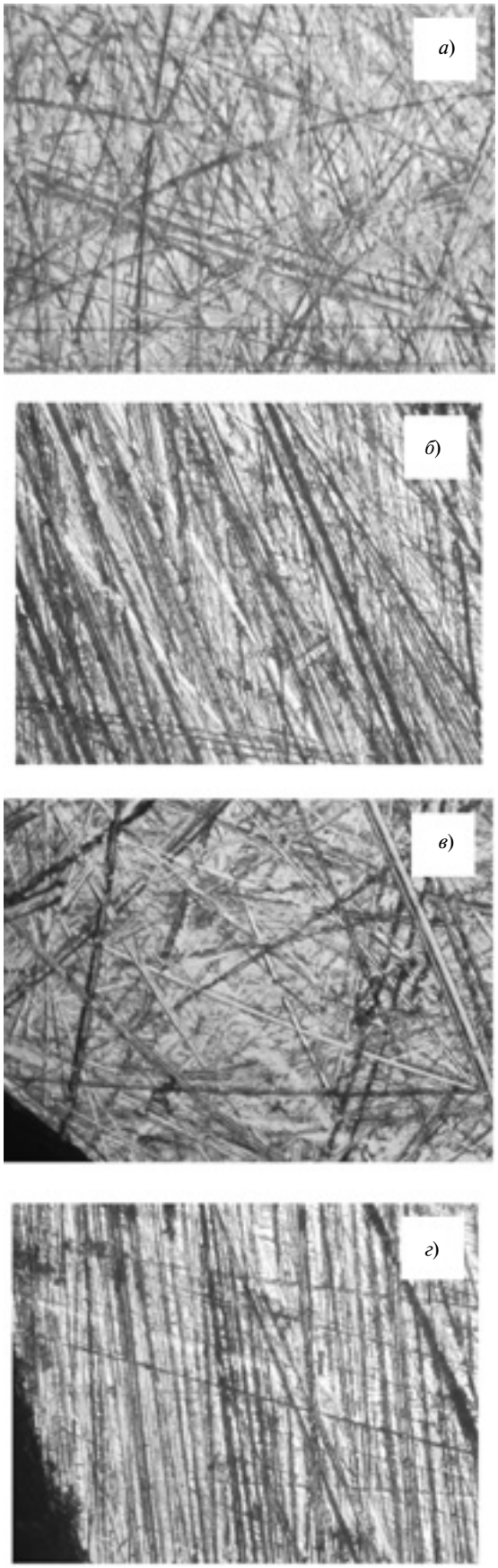


Рис. 3. Царапины от абразивных зерен на обработанных торцевых поверхностях роликов для ХВ *3* (*а*, *в*) и ХВ *1* (*б*, *г*) на среднем радиусе (*а*, *б*) и вблизи центральной выточки (*в*, *г*)

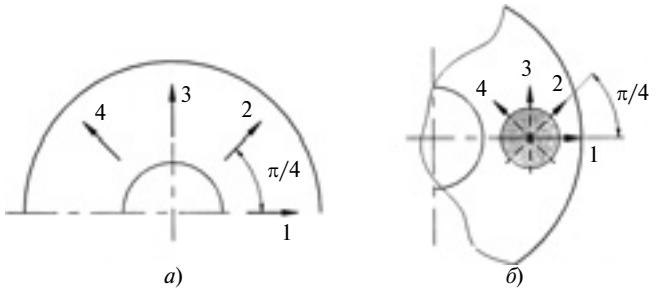


Рис. 4. Направления измерений шероховатостей поверхностей при исследовании изотропности микрорельефа вблизи центральной выточки (*а*) и на среднем радиусе торца (*б*)

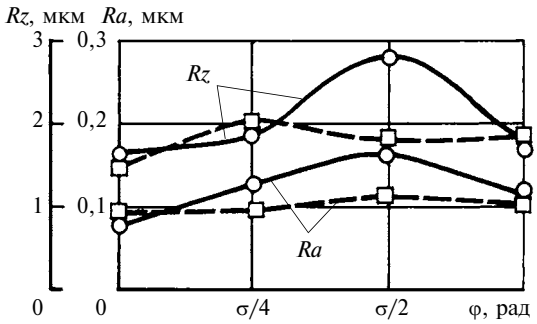


Рис. 5. Зависимости параметров *Rz* и *Ra* шероховатости от направления (угла φ) профилограммирования для ХВ *1* (——) и ХВ *3* (- - -)

Анализ шероховатости поверхностей после ДТШ показал, что имеют место царапины от абразивных зерен разных направлений и расположений и есть связь между точностью торцевой поверхности и ее шероховатостью.

Была выполнена серия экспериментов. Ролики разных размеров шлифовали на двустороннем торцешлифовальном станке 3343АД с регистрацией их частот вращения и последующим измерением погрешности обработки и шероховатости. Для анализа профиля обработанной поверхности использовали профилограф Surfcom 1800D фирмы Accretech Tokyo Seimitsu (Япония).

На рис. 3 представлены микрофотографии фрагментов обработанных поверхностей цилиндрических роликов $d \times H = 32 \times 32$ мм с центральной выточкой для ХВ *3* и *1* (см. рис. 2), полученные с помощью бинокулярного металлографического микроскопа, расположенных на разных радиусах, т. е. вблизи центральной выточки и на среднем радиусе торца. При ХВ *1* микронеровности имеют постоянную направленность (см. рис. 3, *б*, *г*), а при ХВ *3* (см. рис. 3, *а*, *в*) следы от абразивных зерен образуют частую сетку, причем их направления произвольны.

Для исследования изотропности микрорельефа проведены две серии измерений шероховатости обработанных поверхностей в разных радиальных направлениях с угловым шагом π/4 (рис. 4, *а*, *б*).

Установлено, что при ХВ *3* полученные характеристики профиля обработанных поверхностей не зависят от направления сканирования, а при ХВ *1* наблюдаются существенные качественные и количественные отличия.

Получены распределения значений параметров *Ra* и *Rz* шероховатости (рис. 5, *а*, *б*) по четырем направлениям 1—4, показанным на рис. 4, *б*, анализ которых показал, что параметры *Rz* для взаимно перпендикулярных направлений при ХВ *1* отличаются в 1,72 раза, при ХВ *3* разница значений *Ra* не превышает 24.

Таким образом, показано, что микрорельеф, близкий к изотропному, получают при обработке роликов в гнездах диска-сепаратора с ХВ *3*. При этом параметры *Ra* и *Rz* шероховатости на 14÷18 % меньше.

Установлена зависимость параметра *Rz* шероховатости обработанных торцов от торцевого биения Δ (рис. 6). Из четырех значений выбирали наибольшее значение из полученных измерением в направлениях, показанных на рис. 4, *а*.

Полученные результаты можно аппроксимировать зависимостью

$$Rz = -2 \cdot 10^{-4}\Delta^3 + 84 \cdot 10^{-4}\Delta^2 - 15 \cdot 10^{-4}\Delta + 1{,}782.$$

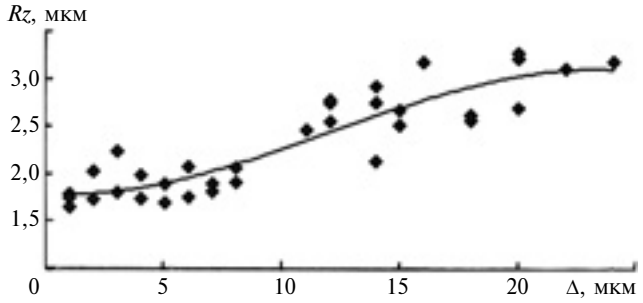


Рис. 6. Зависимость параметра *Rz* шероховатости от торцевого биения Δ

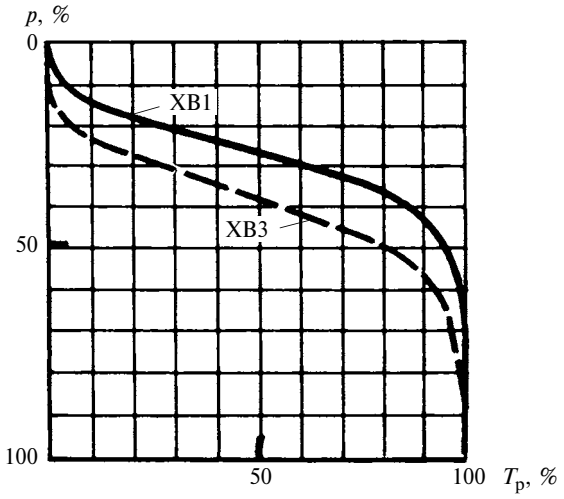


Рис. 7. Кривые Аббота профилограмм поверхностей при ХВ *1* и ХВ *3*

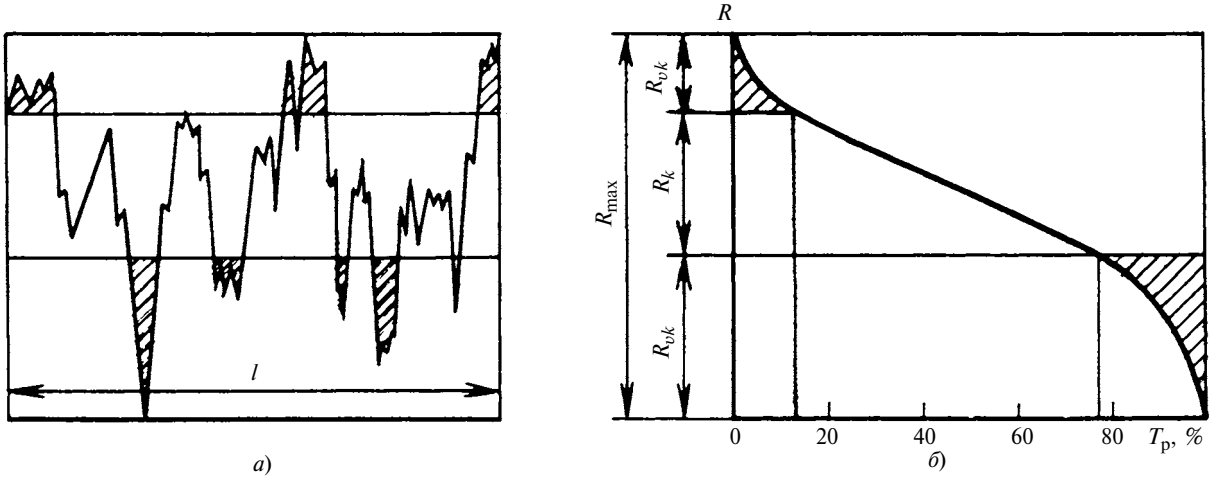


Рис. 8. Профилограмма обработанной поверхности (*а*) и кривая Аббота (*б*)

Таким образом, обеспечивая оптимальные ХВ роликов и требуемую точность обработки относительно торцевого биения можно минимизировать параметры шероховатости обработанных торцевых поверхностей.

Важным комплексным параметром микрорельефа поверхности, который косвенно характеризует ее износостойкость, является кривая Аббота — распределение относительной опорной длины T_p профиля по сечениям p профиля.

Относительная опорная длина T_p профиля — отношение суммы длин сечений неровностей на линии, находящейся на расстоянии a от наибольшего выступа, к базовой длине l (ГОСТ 2789—73).

Длина T_p профиля связана с относительным расположением сечения $p = a/R\max$ профиля зависимостью $T_p = bp^{\nu}$, где коэффициент b и степень ν определяются экспериментально (с уменьшением шероховатости значение b увеличивается, а значение ν — уменьшается); $R\max$ — наибольшая высота профиля.

На рис. 7 представлены типичные кривые Аббота для обработанных поверхностей при ХВ *1* и ХВ *3*.

Согласно ISO 13565 в сравнительном анализе шероховатости поверхностей с помощью кривых Аббота можно использовать параметры (рис. 8) [8]: R_{pk} — часть высоты выступов, активно изнашивающаяся при приработке трущихся поверхностей; R_k — ширина основного слоя, определяющего опорную поверхность и контактные деформации деталей в стационарном режиме при длительной эксплуатации; R_{vk} — глубина впадин профиля, определяющая усталостные разрушения.

Анализ кривых Аббота (см. рис. 7) показал, что при T_p = 10 % и ХВ *3* R_{pk} составляет 14 % и R_{pk} = 24 % при ХВ *1*, что свидетельствует о повышенной плотности пиков на обработанной поверхности, их меньшей разновысотности и меньшем прогнозируемом приработочном износе при ХВ *3*.

Таким образом, исследования формирования микрогеометрии поверхности цилиндрических деталей при шлифовании показал, что реализация обработки с ХВ *3* обеспечивает: получение микрорельефа, близкого к изотропному; минимально возможные параметры *Rz* и *Ra* шероховатости; кривые Аббота, указывающие на оптимальный режим приработки поверхности в начальный период эксплуатации. Кроме того, для процесса шлифования свободных заготовок выявлена связь шероховатости обработанной поверхности с точностью обработки (по параметру торцевого биения).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Моделирование** технологических процессов абразивной обработки / Г. В. Барсуков, Л. Г. Вайнер, Ю. В. Василенко и др.; под ред. Ю. С. Степанова и А. В. Киричека. М.: Издательский дом "Спектр", 2011. 252 с.

2. **Шнейдер Ю. Г.** Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. СПб.: СПбГИТМО, 2001. 264 с.

3. **Козлов А. М.** Повышение качества и точности цилиндрических деталей при шлифовании. Липецк: ЛГТУ, 2004. 181 с.

4. **Кумабэ Д.** Вибрационное резание / Пер. с яп.; под ред. И. И. Портнова, В. В. Белова. М.: Машиностроение, 1985. 424 с.

5. **Степанов Ю. С., Кобяков Е. Т., Алексеев В. В.** Кинематический анализ плоского шлифования с бегущим контактом // Сб. науч. тр. ТулГУ. Технология механической обработки и сборки. 1993. С. 103—110.

6. **Ящерицын П. И.** Механизм образования шероховатости обработанной поверхности и оптимальные условия ее формирования при двустороннем плоском шлифовании // Машиностроение. 1981. № 6. С. 42—44.

7. **Вайнер Л. Г.** Влияние кинематики процесса двустороннего шлифования торцов деталей на точность обработки // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2010. № 5—2 (283). С. 41—46.

8. **Кремень З. И., Юрьев В. Г., Бабошкин А. Ф.** Технология шлифования в машиностроении / Под общ. ред. З. И. Кремня. СПб.: Политехника, 2007. 424 с.

УДК 621.9:539.411

М. М. МАТЛИН, д-р техн. наук, А. И. МОЗГУНОВА, В. О. МОСЕЙКО, В. В. МОСЕЙКО,
С. Л. ЛЕБСКИЙ, кандидаты технических наук (Волгоградский ГТУ), e-mail: matlin@vstu.ru

Определение оптимальных скорости и диаметра дроби при упрочняющей дробеобработке стальных деталей[1]

Рассматриваются основные показатели процесса упрочняющей дробеобработки стальных деталей. Определяются оптимальные диаметр и скорость дроби, обеспечивающие наибольшую эффективность обработки.

Ключевые слова: дробеударное упрочнение, пластическая деформация, предел выносливости, глубина наклепа.

The principal indicators of shot peening process of steel parts are considered. The optimal diameters and speeds of shots, providing the maximum effectiveness of processing, are considered.

Keywords: shot peening, plastic deformation, endurance limit, cold work depth.

Дробеударное упрочнение деталей машин зависит от множества разных факторов, прежде всего от твердости материала упрочняемой детали, скорости дроби, ее диаметра, глубины наклепанного слоя, времени обработки, степени покрытия обрабатываемой поверхности детали отпечатками дроби, расхода дроби, которые в совокупности определяют технологический режим упрочняющей дробеобработки.

Рациональным режимом упрочнения, очевидно, будет тот, при котором достигается наибольший предел выносливости упрочняемой детали по сравнению с исходным значением и, как следствие, повышение ее циклической долговечности. При этом упрочняющий эффект дробеобработки зависит от величины и распределения остаточных напряжений в сечении детали, которые, в свою очередь, характеризуются интенсивностью пластической деформации на ее поверхности и глубиной пластически деформированного (наклепанного) слоя [1].

Влияние каждого из указанных факторов на упрочняющий эффект неоднозначно. Повышение степени покрытия отпечатками дроби с $\psi \approx 0{,}9$ до значения, близкого к 1,0, практически не повышая усталостной прочности деталей (иногда, уменьшая ее из-за перенаклепа), ведет к неоправданному увеличению времени дробеобработки, излишнему расходу дроби и снижению надежности контроля степени покрытия [2, 3]. Увеличение скорости дроби, как было установлено в работе [4], может привести к снижению усталостной прочности дробеобработанных деталей.

Очевидно, существуют рациональные значения указанных параметров, при которых достигается наибольшая усталостная прочность деталей.

К настоящему времени установлены определенные с точки зрения достижения наибольшего предела выносливости обоснованные рекомендации [1—5] по назначению параметров рациональных режимов поверхностного пластического деформирования (в том числе и при дробеобработке):

1) интенсивность ε_i пластической деформации на поверхности детали должна быть равна или близка к предельной равномерной деформации ε_p ее материала, т. е. $\varepsilon_i = \varepsilon_p$. При этом сжимающие остаточные напряжения в поверхностном слое близки к максимальным, а разные микродефекты, проявляющиеся за пределами равномерной деформации при исчерпании запаса пластичности, еще не достигают опасной степени развития;

2) за верхний предел назначаемой степени ψ покрытия поверхности детали отпечатками дроби следует выбирать неоднократно проверенную на практике и технологически надежно контролируемую величину, близкую к 0,9 и обеспечивающую сплошной и однородный по глубине наклепанный слой;

3) назначаемая глубина h_s наклепанного слоя должна соответствовать размеру поперечного сечения детали (диаметру вала, толщине пластины и т. п.). При этом, например, на симметричный цикл изгибных напряжений от рабочих нагрузок дополнительно накладываются растягивающие напряжения под упрочненным слоем, которые, уравновешивая сжимающие напряжения этого слоя, суммируются с напряжениями изгиба от рабочих нагрузок и ограничивают тем самым увеличение глубины h_s, оптимизируя ее значение [6].

Одновременное выполнение этих трех условий обеспечит наиболее благоприятное распределение остаточных напряжений в поверхностном слое и в сечении деталей и позволит для проектируемого технологического процесса дробеобработки определить оптимальные скорость дроби и ее диаметр, обеспечивающие наибольший предел выносливости материала детали.

Для выполнения первого условия выбора рациональных параметров учтем, что для стальных образцов [7] приближенные, но достаточно точные

[1] Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 14-08-00131/14 и Министерства образования и науки РФ в рамках государственного задания № 2014/16 (проект № 2986).

для практики значения предельной равномерной деформации $\varepsilon_р$ могут быть рассчитаны по формуле

$$\varepsilon_р \approx 245/НД, \quad (1)$$

где *НД* — пластическая твердость материала упрочняемой детали, МПа [8].

В исследованиях по дробеобработке, как правило, полагают, что при достаточно полном покрытии упрочняемой поверхности детали отпечатками дроби (реализация второго условия) глубина наклепа на упрочненной поверхности деталей соответствует глубине очага пластической деформации осевой зоны единичного отпечатка. Это позволяет интенсивность ε_i пластической деформации на обработанной поверхности оценить как интенсивность ε_{i0} пластической деформации в центре отпечатка диаметром d и при статическом, и при динамическом вдавливании сферического индентора (в нашем случае — дробинки) диаметром D по эмпирической формуле Д. Тейбора [9], подтвержденной аналитически в работе [10]:

$$\varepsilon_{i0} = 0{,}2d/D. \quad (2)$$

Диаметр ударного отпечатка дробинки определим по формуле, предложенной в работе [11]:

$$d = 2D\sqrt[4]{\rho v_0^2/6НД_д}, \quad (3)$$

где ρ — плотность материала дроби; v_0 — скорость дроби; $НД_д = \eta_{НД}\,НД$ — динамическая пластическая твердость материала обрабатываемой детали; $\eta_{НД}$ — коэффициент динамической пластической твердости [1].

Подставим формулу (3) в равенство (2) и с учетом первого условия выбора рациональных параметров дробеобработки ($\varepsilon_i = \varepsilon_р$) определим оптимальную скорость дроби:

$$v_0 \approx 15{,}3\varepsilon_р^2\sqrt{НД_д/\rho}. \quad (4)$$

В формулах (3) и (4) твердость $НД_д$ в Паскалях.

При упрочнении стальных деталей стальной дробью (ρ = 7800 кг/м^3), используя зависимость (1) и учитывая, что для большинства сталей при скорости дроби v_0 = 20÷100 м/с и коэффициенте $НД_д \approx 1{,}5$ [11, 12], получим формулу для определения оптимальной скорости дроби:

$$v_0 \approx 1{,}27 \cdot 10^{16}/НД^{1,5}, \quad (5)$$

включающую только пластическую твердость, обеспечивающую на поверхности деталей интенсивность пластической деформации, близкую к предельной равномерной.

Расчеты скорости дроби по формуле (5) для сталей с пластической твердостью *НД* = 3000÷6000 МПа приведены в табл. 1.

Для назначения глубины h_s наклепанного слоя (третье условие) воспользуемся результатами работ [6, 12] и определим необходимый диаметр дроби:

$$D = (0{,}6...0{,}5)10^{-9}\frac{НДh_s}{\sqrt[4]{1-k^2}}, \quad (6)$$

где

$$k = \sqrt{1-(1+3\cdot 10^{-12}НД^{1,25}v_0^{-0,5})^{-2}} \quad (7)$$

— коэффициент восстановления скорости дроби при ударе.

Меньшие значения D относятся к малоуглеродистым, средние — к углеродистым и большие — к легированным сталям. Для обработки стальной детали стальной дробью коэффициент k можно вычислить по формуле, предложенной в работе [9]. Расчеты диаметра D дроби по формуле (6) при глубине наклепанного слоя h_s = 0,2÷1,0 мм с учетом коэффициента k, определенного по формуле (7), приведены в табл. 2.

Если рекомендуемая оптимальная скорость стальной дроби, рассчитанная по формуле (4), является функцией только пластической твердости стальной детали, то значения рационального диаметра дроби зависят еще от назначенной глубины наклепанного слоя и коэффициента восстановления скорости дроби.

Рекомендуемые значения скорости и диаметра дроби позволяют по известным методикам [2, 3, 11, 12] для планируемого технологического процесса дробеупрочнения стальных деталей определить, например, диаметр d отпечатка дроби по формуле (3) или при выбранной степени покрытия отпечатками дроби, например ψ = 0,9, рассчитать

Таблица 1

Средняя скорость дроби v_0, м/с	Твердость стальных деталей			Коэффициент k
	НД, МПа	*HB*	*HRC*	
77	3000	244	—	0,59
50	4000	315	—	0,71
36	5000	384	44	0,80
27	6000	452	50	0,86

Таблица 2

Глубина наклепа $h_з$, мм	Диаметр D, мм, при твердости *НД*, МПа			
	3000	4000	5000	6000
0,2	0,4/0,33	0,57/0,48	0,77/0,84	1,00/0,65
0,4	0,8/0,67	1,20/0,95	1,50/1,30	2,00/1,70
0,6	1,2/1,00	1,70/1,40	2,30/1,90	3,00/2,40
0,8	1,6/1,30	2,30/1,90	3,10/2,60	—
1,0	2,0/1,70	2,90/2,40	3,90/3,20	—

Примечание: В числителе приведены данные для малоуглеродистой стали, в знаменателе — для легированной стали.

длительность T обработки и массовый расход M дроби по формулам:

$$T \approx \frac{4m}{\pi d^2 q} \ln \frac{1}{1-\psi} \approx \frac{3m}{d^2 q}; \quad (8)$$

$$M \approx \frac{4mS}{\pi d^2} \ln \frac{1}{1-\psi} \approx \frac{3mS}{d^2}, \quad (9)$$

где m — средняя масса дробинки, кг; d — средний диаметр отпечатка, м; q — расход потока дроби в нормальном сечении у поверхности обрабатываемой детали, кг · м$^{-2}$ · с$^{-1}$; S — площадь детали, обрабатываемая с одной установки, м^2.

Оптимальные скорость и диаметр дроби, рассчитанные по описанной методике, позволяющей учесть все указанные условия выбора рациональных режимов дробеобработки, близки к экспериментально полученным в работах [1, 4, 5] режимам обработки плоских и круглых стальных образцов, показавшим при испытании на усталость с симметричным циклом нагружения повышение циклической долговечности в несколько раз и предела выносливости на 30÷35 %.

Экспериментальная проверка предложенного решения состояла в испытании на многоцикловую усталость (ГОСТ 25502—82) плоских образцов разной толщины, изготовленных из различных сталей. Упрочнение дробью проводили на механическом дробемете. Образец устанавливали на расстоянии L = 600 мм от оси ротора дробемета так, чтобы активный факел дроби приходился на поверхность образца с выкружкой. Для равномерного наклепа образец в камере дробемета вращали с частотой n_1 = 60÷70 мин$^{-1}$, добиваясь степени покрытия упрочняемой поверхности отпечатками ψ = 0,9÷1,0.

Для усталостных испытаний была использована резонансная установка с жестким циклом нагружения консольно закрепленного образца. Система автоматики позволяла поддерживать заданную амплитуду цикла испытаний и фиксировать число циклов до появления трещины и до разрушения образца. Результаты испытаний приведены в табл. 3. При этом оптимальные значения скорости дроби и ее диаметра предварительно вычисляли по формулам (4) и (6) соответственно. Упрочнение каждой стали проводили с рациональной для соответствующей твердости материала образца скоростью дроби, но при этом варьировали диаметр дроби; очевидно, что при этом изменялась и глубина наклепанного слоя. Использование рациональных режимов упрочнения дробью позволило повысить число циклов до разрушения (долговечность) деталей из стали 30ХГСА на 350 % и из стали 65Г на 221 %.

Таблица 3

Толщина образца, мм	Диаметр D дроби, мм	Глубина наклепа h_s, мм	Число циклов до разрушения, $N \cdot 10^{-3}$	Повышение долговечности, %
Сталь 30ХГСА, *НД* = 2665 МПа, v_0 = 92,3 м/с, D = 1,65 мм				
3,88	—	—	100	0
3,87	1,00÷1,25	0,62	450	181
3,88	1,60÷1,80	0,94	720	350
3,88	2,25÷2,50	1,28	700	330
Сталь 65Г, *НД* = 3263 МПа, v_0 = 68 м/с, D = 1,00 мм				
2,06	—	—	205	0
2,06	0,30÷0,60	0,26	440	114
2,06	0,80÷1,00	0,45	660	221
2,08	1,25÷1,60	0,72	510	148
2,07	1,60÷2,00	0,90	316	54

Таким образом, результаты экспериментального исследования подтверждают справедливость предложенного метода определения основных технологических параметров упрочнения деталей дробью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дрозд М. С., Матлин М. М., Сидякин Ю. И.** Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
2. **Матлин М. М., Мосейко В. О., Мосейко В. В.** Определение степени покрытия отпечатками дроби поверхности при дробеобработке // Справочник. Инженерный журнал. 2005. № 2. С. 18—25.
3. **Матлин М. М., Мосейко В. О., Мосейко В. В.** Выбор степени покрытия отпечатками дроби и зонами пластической деформации упрочненных поверхностей деталей машин при дробеобработке // Упрочняющие технологии и покрытия. 2008. № 9. С. 23—26.
4. **Шашин М. Я.** Установление рациональных режимов упрочнения деталей дробеструйной обработкой // Вестник машиностроения. 1951. № 10. С. 76, 77.
5. **Сидякин Ю. И.** Повышение эффективности упрочняющей механической обработки валов обкаткой их роликами или шариками // Вестник машиностроения. 2001. № 2. С. 43—49.
6. **А. с. 1400862 СССР:** МКИ B24 B39/00. Способ упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием.
7. **Дрозд М. С.** Определение механических свойств металла без разрушения. М.: Металлургия, 1965. 171 с.
8. **ГОСТ 18835—73.** Металлы. Метод измерения пластической твердости. М.: Изд-во стандартов, 1973.
9. **Мок К.** Динамическое соотношение между напряжениями и деформациями для металлов, определяемое из ударных испытаний твердости шариками // Механика. Периодический сборник переводов иностранных статей. 1966. № 5. С. 139—157.
10. **Матлин М. М.** Определение параметров первоначально точечного упругопластического контакта по физико-механическим свойствам контактирующих тел. // Упрочняющие технологии и покрытия. 1993. № 5. С. 11—20.
11. **Матлин М. М., Мосейко В. О., Мосейко В. В.** Механика силового контактного взаимодействия дроби с поверхностью упрочняемой детали // Упрочняющие технологии и покрытия. 2006. № 10. С. 45—52.
12. **Дробеударное** упрочнение деталей машин / М. М. Матлин, В. О. Мосейко, В. В. Мосейко, С. Л. Лебский. М. : Машиностроение, 2008. 230 с.

УДК 669.131.7: 621.78

Р. К. ГАСАНЛИ, канд. техн. наук, С. Н. НАМАЗОВ, д-р техн. наук (АзТУ, г. Баку), e-mail: hasanli_dr@mail.ru

Особенности превращения аустенита при обработке высокопрочного чугуна с непрерывным охлаждением

Рассмотрены особенности превращения аустенита в высокопрочном чугуне с шаровидным графитом при его обработке с непрерывным охлаждением. Установлено получение бейнитной структуры в экономно легированных никелем и медью чугунах, отливаемых в кокиль при непрерывном охлаждении.

Ключевые слова: высокопрочный чугун, шаровидный графит, превращение аустенита, экономное легирование, кокильное литье, термическая обработка, структура бейнита.

The feautures of austenite transformation in high-strength iron with spheroidal graphite at its treatment with continuous cooling are considered. The bainite structure in lean alloyed by nickel and copper irons, at chill casting with continuous cooling is obtained.

Keywords: high-strength iron; spheroidal graphite; austenite transformation; lean alloying; chill casting; heat treatment; bainite structure.

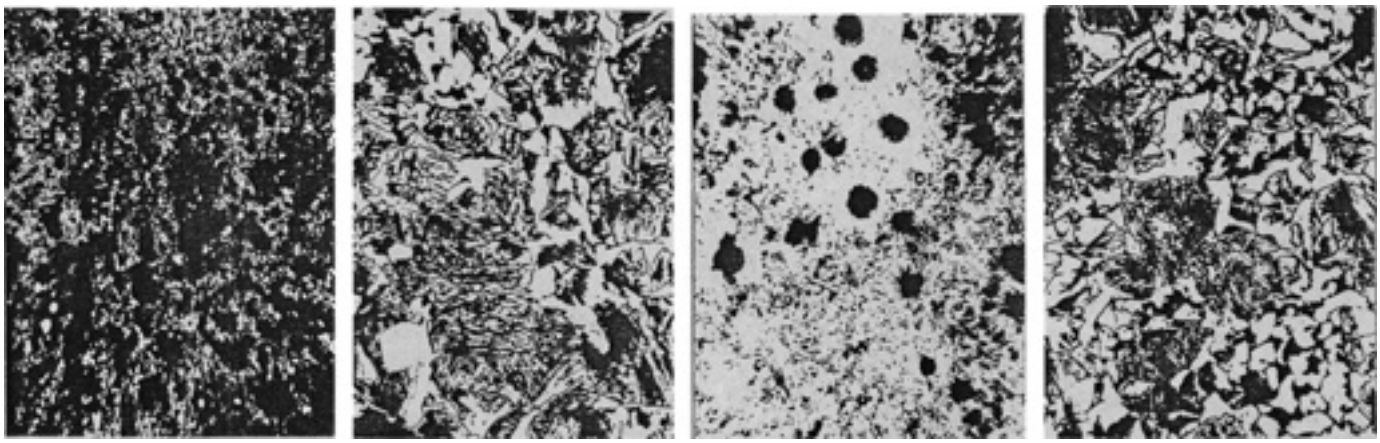
Проведены исследования особенностей превращения аустенита при обработке высокопрочного чугуна с шаровидным графитом с непрерывным охлаждением. Согласно рекомендациям чугун, подвергаемый термической обработке (ТО) при непрерывном охлаждении для получения бейнитной структуры, должен содержать добавки Ni, Cu и Mo [1, 2]. Отсутствие Mo в исследуемых чугунах потребовало проведения специального исследования.

Можно предположить, что при непрерывном охлаждении на воздухе в экономно легированном чугуне ($\gamma \rightarrow \alpha$)-превращение происходит при температурах 450÷350 °С, но не ниже 350 °С. Реальный предел прочности чугуна после такой ТО составляет 800÷1100 МПа, что соответствует предъявляемым требованиям.

Считается, что для высокопрочных чугунов характерны недостаточные пластичность и ударная вязкость. Однако установлено, что применение литья в кокиль позволяет решить эту проблему [3—5]. Сопоставляли свойства высокопрочных чугунов, легированных Ni и Cu или только Ni, отлитых в кокиль и в песчано-глинистую форму. Отливки подвергали ТО при режимах: нагрев до температур 870 ± 10 и 900 ± 10 °С с выдержками 15 и 40 мин; охлаждение на воздухе и с обдувом воздушной струей. Качество ТО оценивали по твердости и получаемой структуре матрицы. После охлаждения на воздухе в структуре всех чугунов вокруг включений шаровидного графита наблюдались более или менее крупные участки феррита (рис. 1), обогащенные Si, и именно в них тормозится насыщение углеродом.

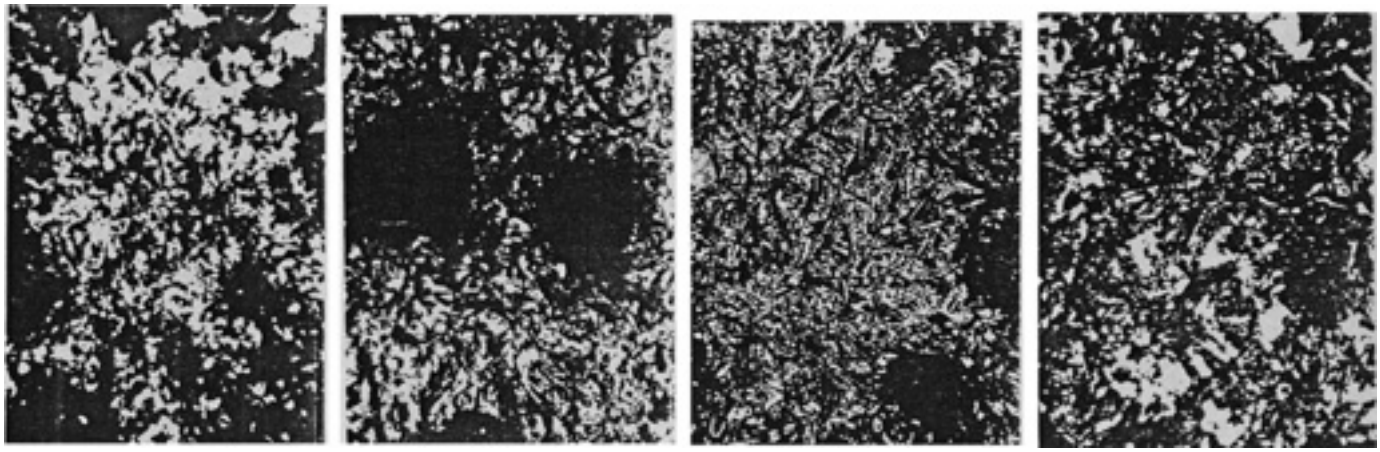
Установлено, что при температуре аустенитизации с увеличением времени выдержки незначительно уменьшается размер ферритных областей. Содержание 2÷3 % феррита, расположенного по границам вторичных зерен, не оказывает отрицательного влияния на триботехнические свойства кокильного чугуна [2].

На основании данных исследований (таблица) был принят следующий режим ТО с непрерывным охлаждением: $t_{наг}$ = 900 ± 10 °С, выдержка 30÷40 мин, охлаждение, отпуск с нагревом в течение 3 ч до температур 200÷400 °С.



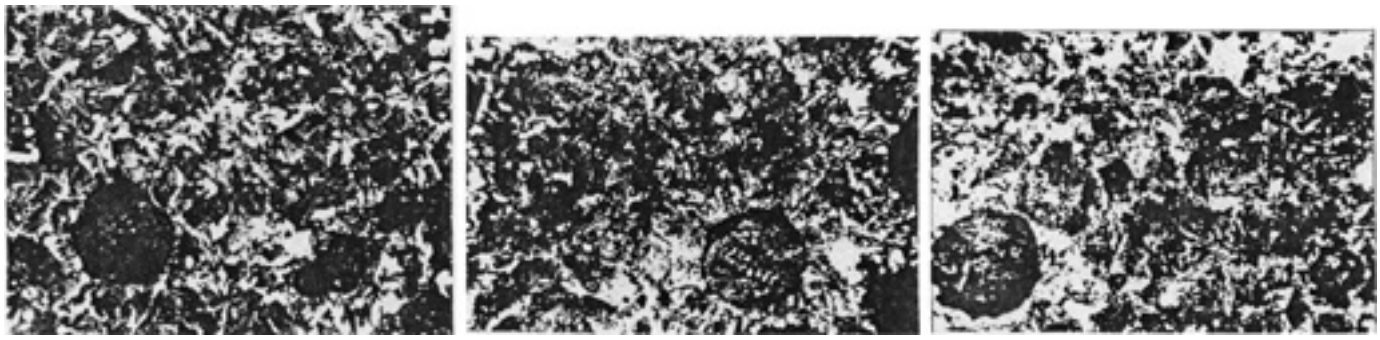
а) *б*) *в*) *г*)

Рис. 1. Микроструктуры нелегированных чугунов после нормализации с температуры 900 °С и выдержки 15 мин:
а и *б* — литье в кокиль; *в* и *г* — литье в песчано-глинистую форму; *а*, *в* — ×100; *б*, *г* — ×600



а) *б*) *в*) *г*)

Рис. 2. Микроструктуры чугунов, легированных 1 % Ni + 0,5 % Cu, после нормализации с температуры 870 (*а*), 900 (*б*) и 935 °С (*в*), отлитых в песчано-глинистую форму, и после нормализации с температуры 900 °С (*г*), отлитого в кокиль (образцы ∅10 мм, ×600)



а) *б*) *в*)

Рис. 3. Микроструктуры чугунов, легированных 1 % Ni + 0,5 % Cu, после нормализации с температуры 870 (*а*), 900 (*б*) и 935 °С (*в*) (образцы ∅20 мм, ×600)

Отпуск при температуре 200 °С повышает ударную вязкость не менее, чем на 20 %, без видимых изменений структуры; при температуре отпуска 300 °С ударная вязкость всех исследованных чугунов снижалась без существенного изменения износостойкости [6, 7]; отпуск при температуре 400 °С способствует выделению мелких карбидов и не приводит к существенному повышению ударной вязкости чугунов, легированных как Ni, так и Ni + Cu, но при этом на 3÷5 % снижается их износостойкость.

Влияние литейной формы и режима ТО на структуру чугуна, легированного 1 % Ni + 0,5 % Cu

Материал, литейная форма	Режим ТО: нормализация, выдержка	Твердость, *HRC*	Структура
Сталь 40Х	Закалка	49	М + Б
ВЧШГ, отлитый в кокиль	С 870 °С, 15 мин	53	Б + 2 % Ф
	С 870 °С, 40 мин	53	Б
	С 900 °С, 15 мин	54	Б + 5 % Ф
	С 900 °С, 40 мин	51	Б + 3 % Ф
ВЧШГ, отлитый в песчаную форму	С 870 °С, 15 мин	50	Б + 40 % П + 15 % Ф
	С 870 °С, 40 мин	47	Б + 30 % Ф
	С 900 °С, 15 мин	52	Б + П + 20 % Ф
	С 900 °С, 40 мин	47	Б + 10 % Ф

Примечание: М — мартенсит; Б — бейнит; Ф — феррит; П — перлит.

Влияние размера сечения исследовали на образцах диаметрами 10 и 20 мм. Более бейнитная структура наблюдалась у образцов диаметром ⩾20 мм, но только при получении в производственных условиях при ТО и сильном воздушном охлаждении. В лабораторных условиях бейнитную структуру можно получить в образцах диаметром ⩽10 мм при достаточном числе легирующих добавок (рис. 2). Образцы ∅20 мм приобретали структуру перлита с разным количеством верхнего бейнита (рис. 3).

Число легирующих добавок и их состав определяют однородность структуры и ее составляющие в чугуне после ускоренной нормализации. В чугунах, содержащих 1 % Ni + 0,5 % Cu, в лабораторных условиях, как правило, образуется игольчатый нижний бейннт (рис. 4).

При нормализации на воздухе в чугунах формируется перлито-бейнитная структура (рис. 5, *а*). В чугуне, легированном только 2 % Ni, после ТО и ускоренного охлаждения на воздухе в лабораторных условиях образуется преимущественно верхний бейнит, а в условиях производства — нижний игольчатый бейнит. В лабораторных условиях практически не удается получить полностью бейнитную структуру в чугунах, легированных 1,5 % Ni, как правило, образуется смесь перлита с небольшим количеством бейнита. При легировании 1 % Ni наблюдается наличие феррита по границам вторичных зерен; матрица в основном перлитная с небольшими участками верхнего бейнита (см. рис. 2, *а*). Взаимное расположение в структуре перлита и бейнита отражает кинетику перекристаллизации чугуна. Часто бейнит располагается вокруг перлита по границам зерен (см. рис. 3, *б*) или расходящимися лучами вокруг включений графита (рис. 5, *б*).

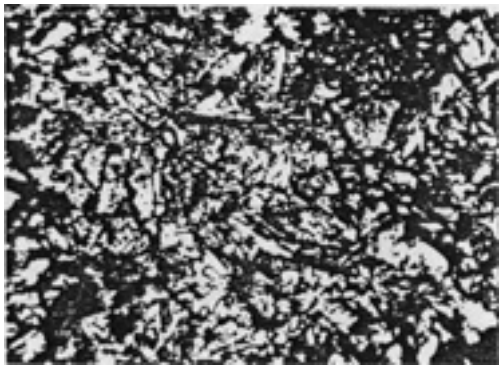
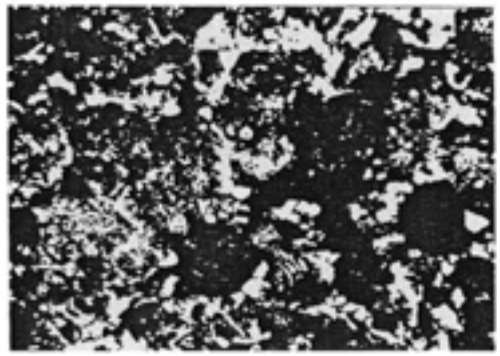
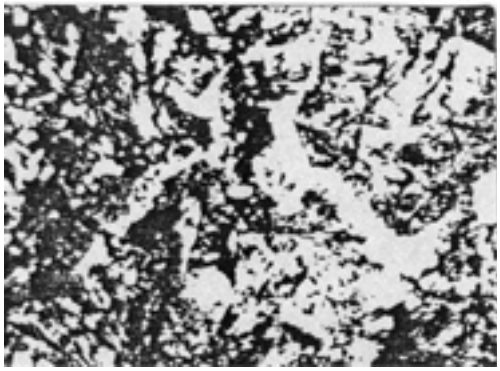


Рис. 4. Микроструктура чугуна, легированного 1 % Ni + 0,5 % Cu, после нормализации при быстром охлаждении (образец ∅10 мм, ×600)



а)



б)

Рис. 5. Микроструктуры чугунов, легированных 1 % Ni + 0,5 % Cu (*а*) и 1,5 % Ni + 0,5 % Cu (*б*) после нормализации при охлаждении на воздухе (образцы ∅10 мм, ×600)

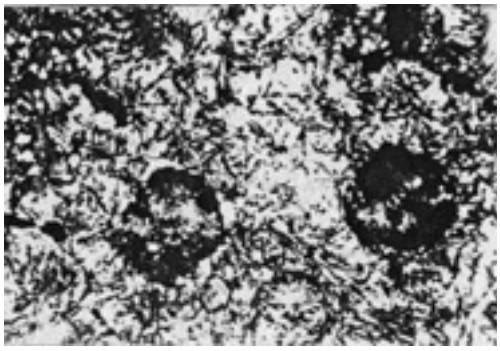


Рис. 6. Микроструктура чугуна, легированного 1 % Ni + 0,5 % Cu, после нормализации при быстром охлаждении (образец ∅20 мм, ×600)

Таким образом, установлены особенности превращение аустенита в высокопрочном чугуне при обработке с непрерывным охлаждением. Можно утверждать, что в чугунах, отлитых традиционно, Si локализуется в основном вокруг включений графита (рис. 6). В перлитно-бейнитных чугунах при недостаточно быстром охлаждении образуется нижний бейнит, который располагается в виде характерных чередующихся полос. Важно, чтобы в чугуне, обрабатываемом на бейнит, графит имел шаровидную форму, допускается не более 10÷20 % вермикулярного графита.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Беляков А. И.** и др. Производство отливок из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом. М.: Машиностроение, 2010. 712 с.
2. **Гасанли Р. К.** Структура и свойства высокопрочных чугунов. Баку: Наука, 2013. 250 с.
3. **Гасанли Р. К.** Высокопрочный чугун с шаровидным графитом. Баку: Наука, 1998. 203 с.
4. **Дубров В. В.** и др. Применение высокопрочного чугуна в арматуростроении. Высокопрочный чугун с шаровидным графитом. Киев: Наукова думка, 1998. С. 78—81.
5. **Гасанли Р. К.** Особенности структуры и фазового состава термообработанных высокопрочных чугунов с шаровидным графитом // Вестник машиностроения. 2013. № 10. С. 31—33.
6. **Гасанли Р. К.** Исследование износостойкости экономно легированного высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, полученного литьем в металлические формы // Вестник машиностроения. 2012. № 1. С. 47—49.
7. **Высокопрочный** чугун с шаровидным графитом. Теория, технология производства, свойства и применение / Под ред. М. В. Волощенко. Киев: Наукова Думка, 2004. 203 с.

УДК 621.91.011:621.7.01

Р. Б. ВОЛКОВ, А. В. ГОЛОБОКОВ (ОАО "ОК ЛОЗА"), А. А. ЧЕРЕПАХИН, канд. техн. наук (МГМУ — МАМИ), e-mail tkml410@yandex.ru

Выбор критериев обрабатываемости материалов

Рассматриваются единичные и многофакторные критерии обрабатываемости материалов и поиск оптимальных решений на основе трехмерной диаграммы "себестоимость—качество—производительность обработки".

Ключевые слова: обрабатываемость, критерий, себестоимость, точность, производительность, скорость резания, наработка на отказ.

The single and multifactor criteria of machinability of materials and search of optimal solutions on the base of three-dimensional "cost—quality—machining capability" diagram are considered.

Keywords: machinability, criterion, cost, accuracy, capability, cutting speed, time between failures.

Массовое появление новых конструкционных материалов обусловливает необходимость определения их обрабатываемости. Для этого требуется выбрать критерии обрабатываемости и выполнить трудоемкие экспериментальные исследования.

Обрабатываемость — одно из важнейших технологических свойств материалов, определяемое совокупностью нескольких показателей их качества, характеризующих способность материала поддаваться обработке режущими инструментами, и ограничений на точность и производительность конкретной обработки.

Обработка может осуществляться лезвийным или абразивным инструментом, а также сваркой.

Для оценки обрабатываемости материала лезвийным инструментом в качестве единичных критериев используют такие показатели, как сила резания, стойкость инструмента, шероховатость обработанной поверхности, предельная скорость резания и т. п.

Выбор показателя определяется производственными факторами: при дефиците режущего инструмента предопределяющим является, например, наработка на отказ; при необходимости интенсификации производства — скорость резания; если главным является качество обработанной поверхности — параметры шероховатости.

Требование к сравниваемости экспериментальных данных накладывает следующее ограничение: показатели обрабатываемости должны оценивать не способность материала подвергаться обработке вообще, а его обрабатываемость при конкретной обработке в конкретных условиях, например при стандартных режимах резания.

Рассмотрим подробнее единичные критерии.

Наработка на отказ или стойкость инструмента. Для определения данного критерия выполняют следующее:

1) определение критического износа инструмента (критическое ухудшение шероховатости обработанной поверхности) на основе двухфакторного эксперимента (скорость резания, время);

2) определение влияния материала и геометрии режущей части инструмента, технологических режимов на стойкость инструмента — серия многофакторных испытаний на стойкость для каждого вида обработки и инструмента;

3) сравнение полученных результатов со стойкостью (в этих же условиях) эталонного материала (сталь 45, 220...240 *НВ*; чугун СЧ10; сталь ШХ15).

Минимальная сила резания. Выполняют следующее:

1) определение влияния материала и геометрии режущей части инструмента, технологических режимов на составляющие силы резания — серия многофакторных экспериментов для каждого вида обработки и инструмента;

2) сравнение полученных результатов с параметрами эталонного материала в этих же условиях, т. е. определение коэффициента обрабатываемости $K_м = P_э/P_{ис}$, где $P_э$ и $P_{ис}$ — составляющие силы резания соответственно эталонного и исследуемого материала.

Трудоемкость данного эксперимента значительно ниже трудоемкости испытаний на стойкость. Однако необходимы компьютерная программа и силоизмерительная установка, например динамометрическая машина УДМ-600 (производства ВНИИИнструмент), которая включает в себя тиски с датчиками, тензометрический усилитель ТА-5, шлейфовый осциллограф.

Допустимая скорость резания, соответствующая нормативному периоду T стойкости инструмента. Для определения данного критерия необходимы измерительный комплекс и проведение серии многофакторных экспериментов, аналогичных экспериментам при определении наработки на отказ.

Шероховатость обработанной поверхности. Требуются многофакторные эксперименты по определению влияния материала, геометрии режущей части инструмента, технологических режимов на параметры *Rz* и *Ra* шероховатости обработанной поверхности, а также величины опорной поверхности. Для этого используют профилометр-профиллограф. Трудоемкость экспериментов аналогична трудоемкости при определении силы резания.

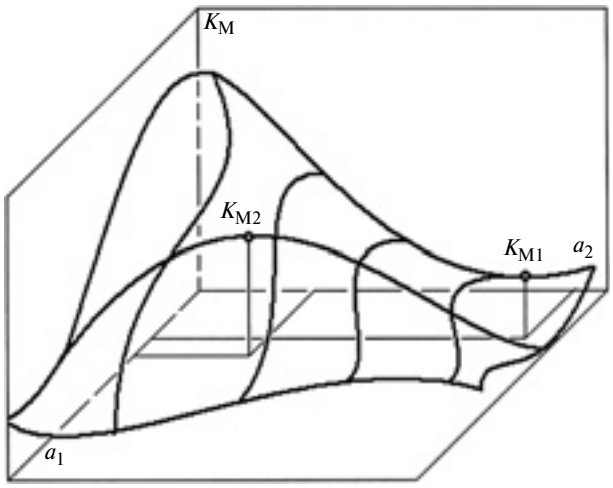
Многофакторность критерия обрабатываемости

Функцию обрабатываемости при лезвийной обработке, т. е. коэффициента $K_м$, можно представить как многофакторную функцию $K_м = F(a_1, a_2, ...)$, где a_i — определяющие критерии (факторы) (рисунок). Причем функция может иметь несколько экстремумов, т. е. лучшая обрабатываемость по одному критерию может не совпадать с лучшей обрабатываемостью по другому критерию.

Однако, как правило, используют однофакторную функцию обрабатываемости, получаемую введением ограничений. При этом теряют связь между критериями обрабатываемости.

Таким образом, с одной стороны, коэффициент $K_м$ входит в эмпирические формулы сил резания, шероховатости обработанной поверхности и стойкости инструмента, при этом при одинаковых условиях резания в каждой формуле он имеет разные значения. С другой стороны, единичные критерии обработки не взаимосвязаны триадой "качество обработанной поверхности — производительность — ее себестоимость".

Разрешение может быть найдено путем поиска общего двухфакторного критерия, например "качество обработанной поверхности — производительность обработки"; "качество обработанной поверхности — себестоимость обработки"; "производительность процесса — себестоимость обработки", при условии обеспечения заданного третьего фактора.



Двухфакторная функция коэффициента $K_м$

Двухфакторные критерии обрабатываемости

Основные критерии обрабатываемости — производительность обработки и ее себестоимость, т. е. чем меньше производительность обработки и больше материальные затраты, тем ниже обрабатываемость.

Применение двухфакторного показателя "производительность—себестоимость" позволяет:

сравнивать обрабатываемость конструкционных материалов при разных условиях — при разной технологии и использовании разных инструментов и оборудования, приспособлений на разных режимах обработки;

определить относительную обрабатываемость разных материалов — отношение себестоимости (или производительности) обработки исследуемого материала к себестоимости (производительности) обработки эталонного материала.

Для определения двухфакторного критерия "производительность—себестоимость" устанавливают функцию $K_{п.с} = F(a_п, a_с)$, где $a_п$ и $a_с$ — показатели производительности и себестоимости, находят экстремумы: минимальную себестоимость и максимальную производительность.

Производительность Q и себестоимость C обработки составляют:

$$Q = t_{шт}^{-1}; \quad C = C_1 Q^{-1},$$

где $t_{шт}$ — штучно-калькуляционное время; C_1 — приведенная стоимость одного часа работы технологического оборудования, включая стоимость инструмента, приспособлений и технологической оснастки.

При этом $C = C_1 t_{шт}$.

Штучное время можно выразить через основное время $t_о$: $t_{шт} \approx (0{,}5 \div 1{,}6) t_о$.

Основное время связано с технологическими режимами выражением:

$$t_о = L_{р.х}/S = \frac{\pi D L_{р.х}}{1000 v_р S_о} i = \frac{\pi D L_{р.х} Z}{1000 v_р S_z} i,$$

где $L_{р.х}$ — рабочий ход; D — диаметр вращающейся заготовки (или инструмента); $S_о$ и S_z — подачи на оборот и на зуб; $v_р$ — скорость резания. Тогда

$$C = Q^{-1} =$$
$$= (1{,}5 \div 1{,}6) \frac{\pi D L}{1000 v_р S_о} i = (1{,}5 \div 1{,}6) \frac{\pi D L_{р.х} Z}{1000 v_р S_z} i.$$

Таким образом, показатель "себестоимость—производительность" включает в себя параметры режима обработки.

Относительная обрабатываемость при однофакторном критерии — производительности (K_Q) или себестоимости (K_C) — имеет вид:

$$K_C = C_э/C_{ис} \text{ или } K_Q = Q_э/Q_{ис},$$

где $C_э$ и $C_{ис}$ — себестоимости обработки соответственно эталонного и исследуемого материалов; $Q_э$ и $Q_{ис}$ — производительности обработки соответственно эталонного и исследуемого материалов. Тогда

$$K_C = \frac{C_{1э}Q_э}{C_{1ис}Q_{ис}} = \frac{1}{K_Q}\frac{C_{1э}}{C_{1ис}}.$$

Ввиду взаимосвязанности критериев K_Q и K_C получаем двухфакторный критерий, учитывающий режим обработки:

$$K_C = \frac{C_{1э}}{C_{1ис}}\left(\frac{DL_{р.х}}{v_р S_о}i\right)_э \Bigg/ \left(\frac{DL_{р.х}}{v_р S_о}i\right)_{ис} =$$

$$= \frac{C_{1э}}{C_{1ис}}\left(\frac{DL_{р.х}Z}{v_р S_Z}i\right)_э \Bigg/ \left(\frac{DL_{р.х}Z}{v_р S_Z}i\right)_{ис}.$$

Если заготовки одинаковых параметров из эталонного и исследуемого материалов обрабатываются на одинаковом оборудовании, то формула упрощается:

$$K_C = C_1\frac{(v_р S_о)_{ис}}{(v_р S_о)_э} = C_1\frac{(v_р S_Z)_{ис}}{(v_р S_Z)_э}.$$

При введении технологического ограничения (постоянные скорость резания или подача) получаем однофакторный критерий: качество обработки, стойкость инструмента, скорость обработки.

Однако при усложнении процесса обработки, например сочетание резания с поверхностно-пластическим деформированием, необходим критерий, учитывающий энергетические составляющие процесса, например в качестве критерия можно использовать мощность, затрачиваемую на обработку.

Учет энергетических показателей обработки

При механической обработке энергия, приложенная к инструменту и (или) заготовке, затрачивается на обработку. При этом процессы, протекающие в зоне обработки, также являются источником энергии, которая в основном затрачивается на преобразование обрабатываемой поверхности. Поэтому система "точность—производительность—себестоимость" характеризуется в первую очередь энергетическими показателями и обрабатываемость можно выразить именно энергетическими показателями.

Исследованиями, проводимыми в МГТУ им. Н. Э. Баумана В. М. Ярославцевым [1—3] и А. В. Карповым [4], установлено, что энергетическим показателем обрабатываемости материала резанием может являться удельная работа пластического деформирования материала Q_ε, которая определяется площадью под кривой $\sigma_i(\varepsilon_i)$, т. е. под функцией интенсивность напряжений σ_i от деформаций ε_i в сложных процессах пластического формоизменения.

Для двухфакторного критерия "производительность—себестоимость" можно в качестве критерия принять обобщенный показатель — суммарную мощность N_Σ, затрачиваемую на обработку, который позволяет перейти к однофакторным критериям, например при расчете режимов резания по методике Ю. В. Барановского, т. е. к критерию $K_м$.

Допустимая скорость резания определяется выражением $v_р = v_{рг}K_м K_1 K_2 \times \ldots \times K_n$, где $v_{рг}$ — регламентируемая скорость резания для конкретного инструментального материала при обработке в стандартных условиях; K_1, K_2, ..., K_n — поправочные коэффициенты, определяемые экспериментально и учитывающие отличия данных условий резания от стандартных (вид обработки, марку инструментального материала, вид покрытия и геометрию режущей части инструмента, жесткость технологической системы, наличие СОТС и пр.).

Следовательно, коэффициент $K_м$ определяется выражением

$$K_м = \frac{v_р}{v_{рг}(K_1K_2\times\ldots\times K_n)} = \frac{N_\Sigma}{P_z v_{ргт}(K_1K_2\times\ldots\times K_n)} =$$

$$= \frac{\sum_{i=1}^{3}(N_{х.х} - N_i)}{P_z v_{рг}(K_1K_2\times\ldots\times K_n)},$$

где $N_{х.х}$ — мощность, затрачиваемая на холостой ход; P_z — главная составляющая силы резания.

При большом отличии условий резания от стандартных необходимы дополнительные экспериментальные исследования для определения дополнительных поправочных коэффициентов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ярославцев В. М.** Новое о процессе резания // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2000. № 4. С. 32—46.

2. **Ярославцев В. М.** Новая характеристика обрабатываемости металлов резанием // Изв. вузов. Машиностроение. 1989. № 5. С. 144—148.

3. **Ярославцев В. М.** Базовые положения общности технологических методов обработки: Материалы 7-го всероссийского совещания-семинара "Инженерно-физические проблемы новой техники". М.: 2003. С. 185—186.

4. **Игнатов С. Н., Карпов А. В., Распопин А. П.** Оценка эффективности лезвийной обработки с использованием безразмерного энергетического критерия // СТИН. 2004. № 12. С. 23—26.

УДК 621.762.27

Е. В. АГЕЕВА, канд. техн. наук, Е. В. АГЕЕВ, д-р техн. наук, Е. А. ВОРОБЬЕВ (Юго-Западный ГУ, г. Курск), e-mail: ageev_ev@mail.ru

Рентгеноспектральный микроанализ порошка, полученного из отходов быстрорежущей стали электроэрозионным диспергированием в керосине[1]

Представлены результаты рентгеноспектрального микроанализа порошка, полученного из отходов инструментальных быстрорежущих сталей электроэрозионным диспергированием в керосине. Показано, что основными элементами в порошке из быстрорежущей стали Р6М5 являются железо, вольфрам, хром, молибден и ванадий.

Ключевые слова: отходы быстрорежущих сталей, электроэрозионное диспергирование, порошок, керосин, рентгеноспектральный микроанализ.

The results of powder X-ray microanalysis of waste-derived high-speed steel tools electroerosive dispersing in kerosene. It is shown that the main chemical elements in the powder of steel R6M5 are iron tungsten, chromium, molybdenum, and vanadium.

Keywords: waste-speed steels, EDM dispersion, powder, kerosene, X-ray microanalysis.

Порошковые материалы применяют практически во всех отраслях промышленности. Специфика порошковой металлургии, высокая гибкость технологий позволяют получать конструкционные, инструментальные, жаростойкие, износостойкие, стойкие к различным агрессивным средам материалы. Благодаря хорошей формуемости порошка конфигурация получаемых заготовок может быть максимально приближена к форме готовой детали, что минимизирует обработку резанием, снижает ее металлоемкость и затраты на изготовление. Данная технология изготовления изделий отличается малым числом операций и легко поддается автоматизации. Порошковая металлургия особенно эффективна в крупносерийных производствах.

Исследования вольфрамсодержащих инструментальных материалов показал, что ввиду дефицита и высокой стоимости данного материала важным вопросом остается экономический аспект. Поэтому актуальны разработки по созданию технологий, основанных на переработке отходов. В настоящее время применяют несколько способов переработки отходов, которые, как правило, отличаются высокой энергоемкостью, низкой производительностью и требуют большие производственные площади. Кроме того, они загрязняют окружающую среду.

Разработан метод получения порошка практически из любого токопроводящего материала, который отличается относительно невысокими энергетическими затратами и высокой экологичностью — это метод электроэрозионного диспергирования (ЭЭД) [1—9].

Широкое использование данного метода для переработки вольфрамсодержащих отходов, и в частности отходов быстрорежущих сталей, в порошки для их использования сдерживается отсутствием сведений о свойствах получаемых порошков, а также технологии их применения.

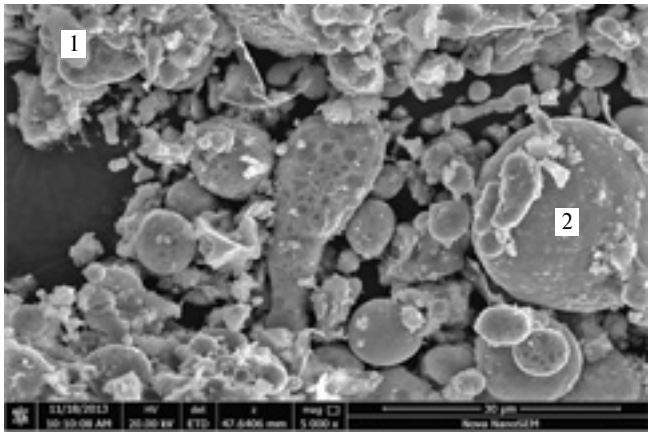
Цель данной работы — рентгеноспектральный микроанализ (РСМА) порошка, полученного методом ЭЭД из отходов быстрорежущей стали в осветительном керосине.

Для получения порошка на установке для ЭЭД токопроводящих материалов [10, 11] в качестве отходов использовали списанные сверла из инструментальной быстрорежущей стали Р6М5 (ГОСТ 19265—73). Отходы загружали в реактор, заполненный рабочей жидкостью — осветительный керосин. Режим ЭЭД: емкость разрядных конденсаторов 35 мкФ, напряжение 200÷220 В, частота следования импульсов 30 Гц. В результате локального воздействия кратковременных электрических разрядов между электродами происходит разрушение материала отходов с образованием дисперсных частиц порошка.

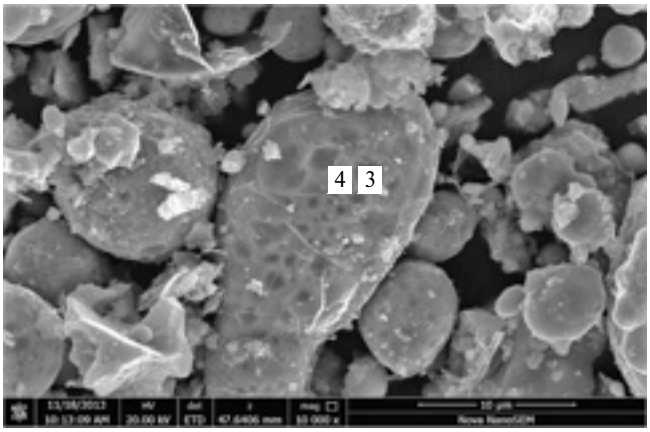
Для анализа частиц полученного порошка использовали растровый электронный микроскоп QUANTA 600 FEG, который обеспечивает высокое разрешение и большую глубину фокуса, что позволяет наблюдать объемное изображение изучаемой структуры.

Полученные снимки представлены на рис. 1. В точках 1—4 (указаны на снимках) с помощью энерго-дисперсионного анализатора рентгеновского излучения фирмы EDAX, встроенного в растровый электронный микроскоп QUANTA 600 FEG, были получены спектры характеристического рентгеновского излучения (рис. 2, см. обложку), где ка-

[1] Работа выполнена по гранту Президента Российской Федерации № МД-1123.2014.8.



а)



б)

Рис. 1. Снимки на растровом электронном микроскопе частиц порошка с точками (1—4), в которых проводили РСМА

ждому химическому элементу соответствует определенный пик.

В точках 1—4 (см. рис. 1) безэталонным методом проведен анализ на содержание химических элементов. Расчет выполнялся в автоматическом режиме. Полученный усредненный состав химических элементов образца медного порошка представлен в таблице.

Установлено, что в полученном порошке основными химическими элементами являются железо, вольфрам, хром, молибден и ванадий, остальные химические элемент составляют не более 1 %. Концентрация до нормализации к 100 % в данном случае составила 90,5 %. Это указывает на то, что 9,5 % составляют химические элементы, находящиеся вне области определения элементного состава вещества безэталонным методом.

Усредненный состав порошка, полученного из быстрорежущей стали Р6М5 (ГОСТ 19265—73)

Химический элемент	% масс.	Погрешность
Fe	84,54	0,180
W	6,860	0,130
Cr	2,790	0,080
Mo	2,010	0,070
V	1,000	0,050
Mn	0,458	0,023
Co	0,329	0,016
Sx	0,287	0,014
Si	0,270	0,013
Ni	0,166	0,008
Cu	0,141	0,007
Al	0,016	0,0022
Ag	0,009	0,0034
Ca	0,008	0,0011
Ti	0,0045	0,0008

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 70000 СССР:** В 22f, 09/00. Способ получения порошков и устройство для его осуществления.

2. **Дворник М. И.** Разработка физико-химических и технологических основ переработки вольфрамокобальтового твердого сплава электроэрозионным диспергированием / Дис. ... канд. техн. наук. Хабаровск. 2006. 116 с.

3. **Немилов Е. Ф.** Электроэрозионная обработка материалов. Л.: Машиностроение, 1983. 160 с.

4. **Агеев Е. В.** Изучение физико-механических свойств твердосплавных порошков, полученных электроэрозионным диспергированием отходов // Упрочняющие технологии и покрытия. 2011. № 6. С. 8—14.

5. **Исследование** твердосплавных порошков, полученных электроэрозионным диспергированием вольфрамсодержащих отходов / Р. А. Латыпов, Г. Р. Латыпова, Е. В. Агеев, П. И. Бурак // Международный научный журнал. 2013. № 5. С. 80—86.

6. **Агеев Е. В.** Получение, исследование и практическое применение износостойких порошковых материалов из отходов вольфрамсодержащих твердых сплавов // Технология металлов. 2012. № 9. С. 36—45.

7. **Агеев Е. В.** Получение порошков из отходов твердых сплавов методом электроэрозионного диспергирования // Электрометаллургия. 2011. № 10. С. 24—27.

8. **Агеев Е. В.** Форма и морфология поверхности частиц порошков, полученных электроэрозионным диспергированием твердых сплавов, содержащих вольфрам // Технология металлов. 2011. № 7. С. 30—32.

9. **Ageeva E. V., Ageev E. V., Osminina A. S.** Properties and Characterizations of Powders Produced from Waste Carbides // Journal of nano- and electronic physics. 2013. V. 5. № 4. P. 04038-1—04038-2.

10. **Пат. 2449859 Рос. Федерации:** С2, В22F9/14. Установка для получения нанодисперсных порошков из токопроводящих материалов.

11. **Агеев Е. В., Агеева Е. В.** Разработка оборудования и технологии для получения порошков из отходов вольфрамсодержащих твердых сплавов, пригодных к промышленному использованию // Вестник машиностроения. 2013. № 11. С. 51—57.

УДК 621.914.1

А. Р. МАСЛОВ, д-р техн. наук (МГТУ "СТАНКИН"),
e-mail: vestnik@stankin.ru

Повышение точности фрезерования многогранников из титановых сплавов[1]

Разработана методика повышения точности автоматизированного изготовления многогранников с использованием специализированной программы анализа данных динамометрии с целью синхронизации начала измерения с началом резания. Получены математические модели составляющих сил резания, используемые в качестве критериальных при адаптивном управлении процессом фрезерования.

Ключевые слова: многогранник,фрезерование, расчет, сила резания, составляющая, титановый сплав.

The methodic of increase of automated production accuracy of polyhedrons using special program of dynamometry data analysis in order to synchronize the beginning of measurement with the beginning of cutting is developed. The mathematical models of components of cutting forces, used as criteria models at adaptive control of milling process, are obtained.

Keywords: polyhedron, milling, analysis, cutting force, component, titanium alloy.

Точные многогранники используют в соединениях подвижных деталей для передачи значительных крутящих моментов. Экспериментально отработаны ключевые узлы и системы технологического процесса изготовления точных многогранников с применением математического моделирования и диагностирования состояния инструмента.

Для повышения точности фрезерования данных деталей на многоцелевых станках, а именно точности описанной по граням детали окружности, разработана система адаптивного управления (САУ) фрезерованием граней, включающая в себя устройство с беспроводной динамометрической паллетой, от которой по радиоканалу передаются управляющие команды в систему ЧПУ станка (рис. 1) [1—3].

Динамометрическая паллета преобразует составляющие силы резания по координатам h и v перемещения стола станка в электрические сигналы, транслируемые радиопередатчиком, который представляет собой комплексное устройство регистрации, обработки и радиопередачи измеряемого сигнала силы резания. Передатчик работает на частоте 2,4 ГГц и позволяет передавать сигнал на расстояние до 70 м. Сигнал регистрируется приемником, подключенным к ЭВМ. Система ЧПУ обрабатывает полученный сигнал в соответствии с программой, в результате выполняется одно или несколько действий: подналадка угловых размеров, смена инструмента, останов и др.

Для эксплуатации высокочувствительной пьезоэлектрической динамометрической паллеты потребовались средства дифференцированного анализа получаемой информации для определения и реализации функционалов, требуемых в ходе адаптивного управления. В частности, оказалось необходимым синхронизировать момент начала измерения с моментом начала фрезерования следующей грани [4, 5].

Для определения силовых параметров фрезерования многогранных поверхностей в любой момент времени разработана методика расчета [6], основанная на приведении измеренных составляющих P_h и P_v к эквиваленту для схемы с постоянной глуби-

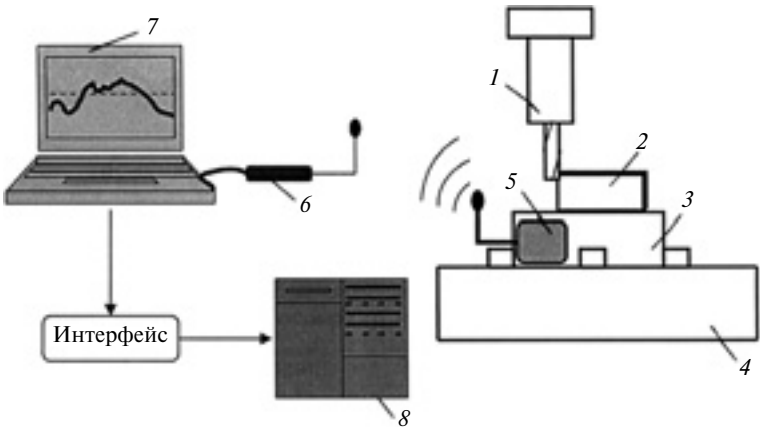


Рис. 1. Основные элементы САУ:
1 — шпиндель многоцелевого станка с концевой фрезой; *2* — заготовка; *3* — динамометрическая паллета; *4* — стол станка; *5* — передатчик; *6* — приемник; *7* — ЭВМ; *8* — система ЧПУ

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках государственного задания в сфере научной деятельности ФГБОУ ВПО МГТУ "СТАНКИН".

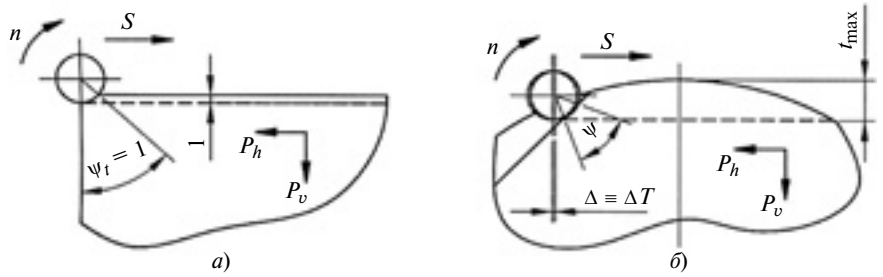


Рис. 2. Схемы для расчета составляющих P_h и P_v при фрезеровании с постоянной (*а*) и переменной (*б*) глубиной резания со смещением Δ оси фрезы

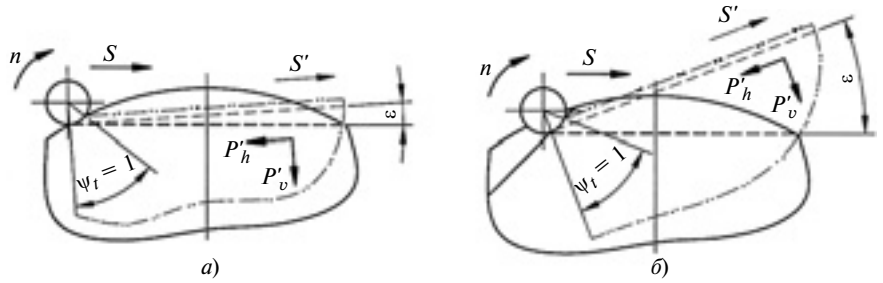


Рис. 3. Схемы врезания в цилиндрическую заготовку (*а*) и в обработанную на предыдущем проходе грань (*б*)

ной $t = 1$ мм с равенством соответствующих ей полных углов ψ контакта (рис. 2, *а*).

Расчет включает следующие этапы:

а) получение значений составляющих P_h и P_v при фрезеровании с постоянной глубиной резания;

б) определение времени ΔT смещения оси фрезы от начала резания до достижения определенной глубины t резания по результатам лабораторной динамометрии исследуемого процесса;

в) вычисление относительного поворота системы координат на угол с поворота поверхности контакта в плоскости действия составляющих P_h и P_v и переориентация координатной системы составляющих P'_h и P'_v, эквивалентных P_h и P_v, для схемы резания с постоянной глубиной.

На рис. 2, *а*, приведена схема фрезерования при $t = \text{const}$; угол контакта фрезы с заготовкой составляет $\psi_{t=1} = \arccos(1 - 2t/D_ф)$, где $D_ф$ — диаметр фрезы; показаны направления составляющих P_h и P_v силы резания при перемещении стола станка в фазе врезания фрезы в заготовку. На рис. 2, *б*, показана схема фрезерования при переменной глубине резания ($0 \leqslant t \leqslant t_{max}$) с линейным смещением Δ оси фрезы, соответствующим времени ΔT (от момента начала резания до момента возникновения угла ψ контакта).

При изменении траектории оси вращения фрезы для обработки следующей грани возникает отклонение системы координат hv от направления подачи S на угол ε, величина которого зависит от формы заготовки, диаметра фрезы и глубины резания. На рис. 3 приведены схемы врезания в цилиндрическую заготовку и в обработанную на предыдущем проходе грань, штрихпунктирной линией с двумя точками показаны положения после поворота на угол ε и изменения системы координат hv.

Смещение Δ, обусловленное началом резания, можно определить с помощью программы анализа динамометрии [7], синхронизирующей момент начала измерения с началом резания. Зная подачу и время ΔT смещения из динамометрических данных, можно вычислить смещение Δ и определить текущие значения составляющих P_h и P_v, косвенно характеризующие процесс фрезерования.

Найденные значения P_h и P_v корректируют с учетом цилиндричности заготовки ввиду изменения положения контактной поверхности, которое задается углом ψ, т. е. получают значения P'_h и P'_v (рис. 4).

Для каждого расчетного значения ε рассчитывается матрица:

$$M(\varepsilon) = \begin{vmatrix} \cos(\varepsilon) & -\sin(\varepsilon) \\ \sin(\varepsilon) & \cos(\varepsilon) \end{vmatrix}.$$

Скорректированные значения P'_h и P'_v получают умножением значений P_h и P_v на соответствующую матрицу:

$$\begin{vmatrix} P'_v \\ P'_h \end{vmatrix} = M(\varepsilon) \begin{vmatrix} P_v \\ P_h \end{vmatrix}.$$

Адекватность расчета смещения Δ оси фрезы и угла ε проверяли экспериментально — фрезеровали партию заготовок на многоцелевом станке 528S фирмы Willemin Macodel (Швейцария) с встроенным многокомпонентным динамометром Kistler 9257B и выполняли измерения с учетом проходов фрезы.

Фрезеровали восьмигранные детали из сплава ВТ-9 специализированными твердосплавными четырехзубыми концевыми фрезами диаметром 6 мм с углом наклона стружечных канавок 30° [8, 9].

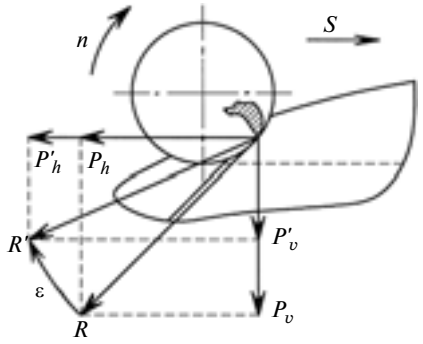


Рис. 4. Изменение составляющих силы резания

Встроенными средствами параметрического моделирования задавали параметры взаимодействия фрезы и заготовки и накладывали ограничения на их перемещение. Определяли смещения Δ оси фрезы с момента контакта с заготовкой до соответствующей глубины t резания, задавая угол контакта $\psi \approx 0$. Одновременно с измерением смещения Δ измеряли угол ε.

Экспериментально были получены составляющие силы резания:

$$P_h = 3{,}64 \cdot 10^{-7} L^{0{,}35} S^{2{,}94} t^{2{,}13};$$

$$P_v = 2{,}14 \cdot 10^{-1} L^{0{,}47} S^{0{,}72} t^{0{,}58},$$

где $L \in [118, 130]$ — вылет фрезы относительно торца шпинделя, мм; $S \in [100, 125]$ — подача; $t \in [1, 4]$ — глубина резания, мм. Полученные данные обеспечивают адаптивное управление функционалами, используемыми в качестве критериев процесса фрезерования путем их сравнения с текущими составляющими силы резания.

Программа обеспечивает поворот измеренных составляющих силы резания на произвольный фиксированный угол в плоскости стола динамометра и инвертирование значений по осям для приведения системы координат динамометра к составляющим силы резания в зависимости от направления подачи. Кроме того, автоматически определяется граница рациональных данных и обеспечивается синхронизация во времени с моментами начала и окончания фрезерования всех граней детали. Программа позволяет задавать форму и ориентацию обрабатываемых поверхностей независимо от координатной системы динамометрической паллеты.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Grigoriev S. N., Kutin A. A., Turkin M. V.** Modelling complex production processes in aerospace industry based on dimensional analysis // Procedia CIRP. 2013. N. 7. P. 473—478.

2. **Пат. 113030 Рос. Федерации** на полезную модель: МПК G01N 3/58, B23Q 17/09. Адаптивная система управления процессом резания на металлорежущем станке.

3. **Козочкин М. П., Маслов А. Р., Порватов А. Н.** Управление процессом резания посредством интеграции подсистемы диагностирования в систему ЧПУ металлообрабатывающего станка // Вестник МГТУ "Станкин". 2011. № 3. С. 110—111.

4. **Маслов А. Р.** Измерение параметров шероховатости обрабатываемой поверхности при точении деталей из жаропрочных сплавов // Измерительная техника. 2012. № 6. С. 37—40.

5. **Козочкин М. П., Маслов А. Р., Порватов А. Н.** Инновационный аппаратно-программный комплекс для диагностирования высокотехнологичных систем // Инновации. 2013. № 10 (180). С. 128—131.

6. **Маслов А. Р., Леднев А. С., Созыкина А. И.** Методика создания инновационной адаптивной системы телеметрического управления процессом микрообработки // Вестник МГТУ "Станкин". 2012. № 4. С. 71, 72.

7. **Борисов А. А., Маслов А. Р.** Программа спектрального анализа динамометрической информации при диагностирования состояния микроинструмента // Вестник МГТУ "Станкин". 2013. № 1. С. 87—88.

8. **Григорьев С. Н., Борисов А. А., Маслов А. Р.** Инструментальное обеспечение микрообработки // Справочник. Инженерный журнал. 2011. № 12. С. 32—37.

9. **Борисов А. А., Маслов А. Р.** Малогабаритный вспомогательный инструмент для фрезерования сложнопрофильных поверхностей изделий // СТИН. 2012. № 12. С. 31—35.

УДК 621.9.042:536.24.

Н. Н. ЗУБКОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва), e-mail: zoubkovn@bmstu.ru

Получение подповерхностных полостей деформирующим резанием для интенсификации пузырькового кипения

Предложены новые способы получения подповерхностных полостей на деталях теплообменной аппаратуры на основе деформирующего резания для интенсификации пузырькового кипения.

Ключевые слова: деформирующее резание, пузырьковое кипение, интенсификация теплообмена, подповерхностные полости.

The new methods of obtaining of subsurface cavities on heat-transfer equipment parts on the base of deforming cutting for enhancement of bubble boiling are suggested.

Keywords: deforming cutting, bubble boiling, heat-transfer enhancement, subsurface cavities.

В химической, пищевой, нефтяной и других отраслях промышленности используют различные теплообменные аппараты, основанные на кипении жидкостей. Данный процесс используется в паровых котлах, испарителях электростанций, в атомных реакторах, при испарительном охлаждении металлургических печей, в холодильных и криогенных аппаратах, кондиционерах и пр.

Для минимизации габаритных размеров и металлоемкости теплообменных аппаратов применяют интенсификацию теплообмена при кипении активными и пассивными способами. Из последних наибольшее распространение получили способы с использованием структурированных поверхностей, т. е. микро- и макроструктур на поверхностях деталей, контактирующих с теплоносителями. Для этого поверхности кипения выполняют с оребрением или применяют пористые поверхности и поверхности с полузамнутыми подповерхностными

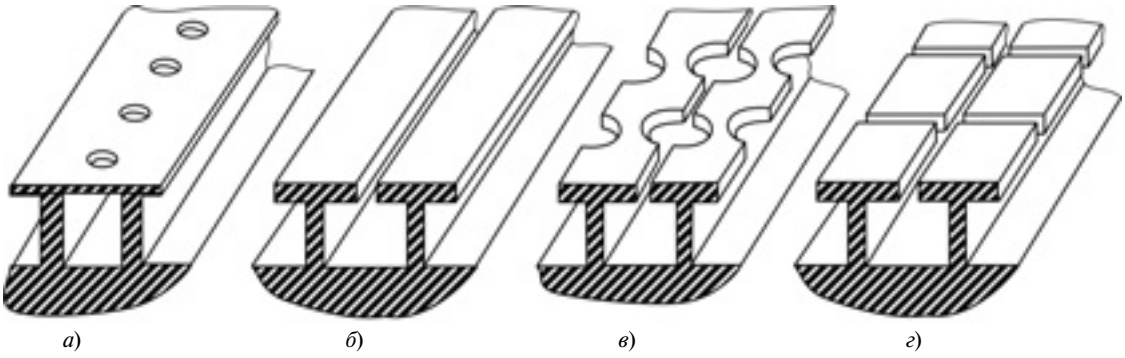


Рис. 1. Варианты структур подповерхностных паровых полостей

паровыми полостями [1]. Оребрение способствует интенсификации теплообмена, так как увеличивается площадь поверхности, а межреберные зазоры улучшают парообразование. Большую теплоотдачу при пузырьковом кипении обеспечивают пористые поверхности, получаемые напылением или спеканием порошковых материалов [2]. Однако данные материалы отличаются высокой стоимостью, что ограничивает их применение. В некоторых случаях такую же эффективность обеспечивают различные структуры с подповерхностными паровыми полостями (рис. 1) [1].

Превосходство по эффективности какой-либо структуры не выявлено. В работе [3] показано, что для разных жидкостей лучшими являются разные поверхности, кроме того, на их эффективность влияют условия кипения.

Как правило, для получения подповерхностных полостей на наружных поверхностях теплообменных труб применяют накатывание ребер роликами с последующим деформированием их вершин. Накатывание осуществляют блоком роликов, состоящим из тонких дисков, чаще используют внутренние оправки. Однако накатывание не обеспечивает шаг оребрения меньше 0,8 мм. Кроме того, нельзя получить такие поверхности внутри трубы, а также приходится использовать смазочные материалы и после накатывания выполнять трудоемкую очистку поверхностей.

Деформирующее резание (ДР), применяемое для оребрения, имеет технологические преимущества [4—7]. Суть данной технологии заключается в подрезании поверхностных слоев заготовки и их последующем деформировании, при этом подрезанный слой не отсоединяется от заготовки, образуя макрорельеф в виде оребрения (рис. 2).

Способы создания поверхностей с подповерхностными полостями методом ДР можно разделить на две группы: первая основывается на последующем пластическом деформировании сформированных ребер; вторая — на формировании подповерхностных полостей инструментом специальной геометрии.

Первую группу способов можно разделить на три подгруппы:

1) деформирование вершин ребер с изгибом (рис. 3, *а*);

2) деформирование вершин ребер с получением утолщения (рис. 3, *б*);

3) комбинированные — изгиб вершин и утолщение (рис. 3, *в*).

Вторая группа способов также делится на три подгруппы:

1) применяется разнонаправленный наклон парных ребер;

2) используется инструмент для ДР с деформирующей кромкой специальной конфигурации;

3) для получения ребер с утолщением на вершине используют инструмент с ломаной режущей кромкой.

При формировании подповерхностных полостей способами первой группы на плоской или цилиндрической (наружной или внутренней) поверхностях методом ДР формируется вертикальное оребрение без разрывов или с разрывами по вер-

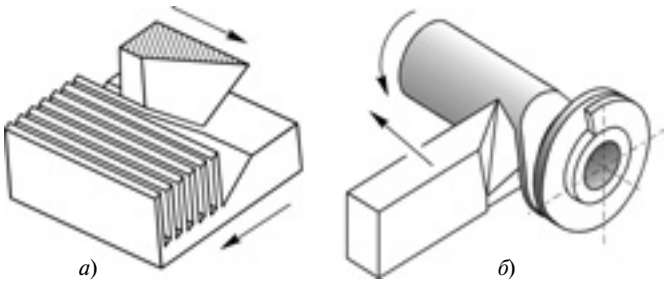


Рис. 2. Схемы деформирующего резания при формировании ребер на плоскости (*а*) и на трубе (*б*)

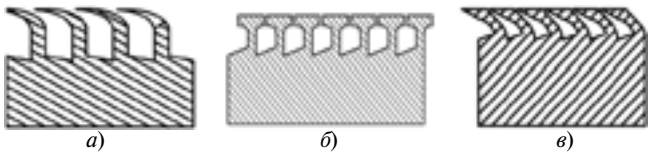


Рис. 3. Подповерхностные полости, полученные деформирующим резанием и последующей пластической деформацией

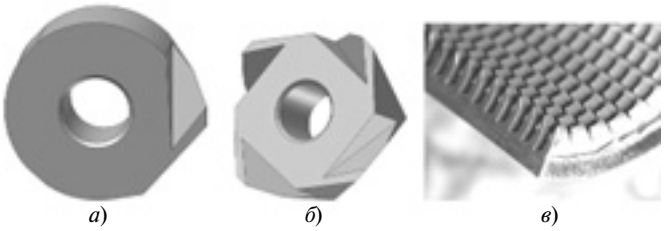


Рис. 4. Однозубый (*а*) и четырехвершинный (*б*) инструменты для оребрения труб и оребренная структура с разрывами вершин (*в*)

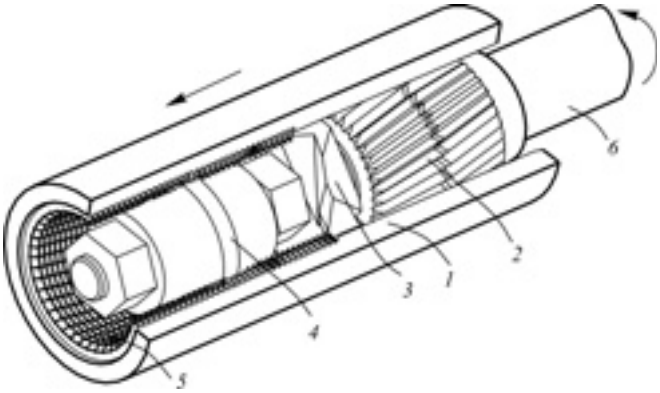


Рис. 5. Комбинированный инструмент для деформирующего резания и пластического деформирования

шинам ребер. Параметры ребер (шаг, ширина межреберного зазора, высота ребер) обеспечиваются соответствующими параметрами инструмента и режимами обработки [8]. Полученные параметры оребрения приведены в работе [9]. Разрывы по вершинам ребер можно обеспечить предварительным формированием насечек глубиной 0,1÷0,2 мм.

Рассмотрим наиболее сложный вариант формирования внутренней поверхности кипения в трубной заготовке. Предварительные насечки (рис. 4, *а*) глубиной 0,2 мм формировали дорнованием внутренней поверхности трубы деформирующей многозубой протяжкой, затем обрабатывали инструментом для ДР. Инструмент может иметь одну режуще-деформирующую вершину (рис. 4, *а*) или четыре (рис. 4, *б*), т. е. осуществлять четырехзаходное оребрение, что повышает производительность. Таким образом, формируется поверхность, показанная на рис. 4, *в*, которая подвергается пластической деформации, происходит выглаживание. Варьируя величину натяга между выглаживателем и поверхностью с оребренной структурой и число проходов инструмента, можно получить различные варианты подповерхностных полостей (см. рис. 1 и 3).

С помощью комбинированного инструмента можно совместить операции образования насечек, ДР и деформирования (рис. 5) [10]. В этом случае инструменты для насечек (*2*), ДР (*3*) и выглаживатель *4* монтируются на державке *6*, которая вращается при поступательном движении трубной заготовки, например, от подающих роликов. Шаг получаемой структуры зависит от частоты вращения инструмента и подачи трубы *1* в осевом направлении.

Пластическое деформирование оребренных структур наружных цилиндрических и плоских поверхностей можно осуществлять обкатыванием. В этом случае поверхности инструмента и детали представляют собой не пару трения скольжения, а пару трения качения. Обкатывание выполняют роликом с линейной или радиусной образующей. При многопроходном обкатывании роликом можно получить полностью замкнутые подповерхностные полости.

Недостатком способа пластической деформации вершин ребер является сложность разделения процессов утолщения вершин, их изгиба и изгиба самого ребра. Экспериментальным подбором можно добиться заданных параметров поверхности кипения, но для других материалов и параметров оребрения потребуются новые исследования.

Устранить этот недостаток и повысить технологичность позволяют способы, основанные на одностадийном формировании подповерхностных полостей, т. е. с помощью инструмента специальной геометрии.

Для этого применяют многозаходное оребрение с четным числом заходов. При этом инструменты, формирующие соседние заходы, имеют разные вспомогательные углы φ_1 в плане (рис. 6, *а*), что обеспечивает разный угол наклона соседних ребер (рис. 6, *б*), образуя полузамкнутую подповерхностную паровую полость. Размер щели для выхода пара зависит от шага и угла наклона ребер, их толщины и высоты.

Целесообразно обеспечивать одинаковое отклонение от прямого угла деформирующих кромок, т. е. если у первого инструмента $\varphi_1 = 100°$, то у второго инструмента $\varphi_1 = 80°$. Остальные параметры инструментов и режимы резания должны совпадать, что обеспечит равные толщину и высоту смежных ребер.

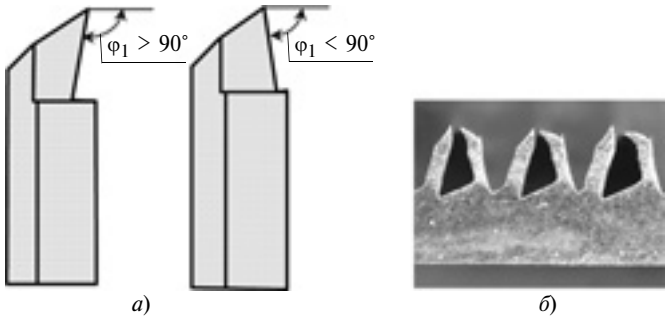


Рис. 6. Элементы инструмента для формирования разнонаклонных ребер при двухзаходном оребрении (*а*) и профиль полученных подповерхностных паровых полостей (*б*)

Инструмент для формирования внутреннего разнонаклонного оребрения с совмещенными двумя режуще-деформирующими вершинами, используемый для получения двухзаходных разнонаправленных ребер на внутренней стороне трубы, приведен на рис. 7.

Двух- или четырехзаходное оребрение на наружных цилиндрических поверхностях можно осуществлять путем вращения инструмента вокруг трубы, движущейся поступательно.

Ширина b зазора в верхней части ребер определяется по формуле

$$b = S_o[(1 - \sin\varphi) - \mathrm{tg}(90 - \varphi)] \times$$
$$\times \left[\frac{2t\sin\varphi_1}{\sin\varphi} - S_o\sin\varphi(1 - \sin\varphi)\right],$$

где S_o — шаг ребер между соседними заходами; t — глубина резания; φ и φ_1 — главный и вспомогательный углы инструмента в плане.

Формирование полостей путем создания разнонаправленных ребер имеет существенный недостаток — только одна пара ребер формирует полузамкнутую паровую полость, вторая пара ребер образует открытую полость.

При получении подповерхностных полостей инструментом для ДР с деформирующей кромкой специальной конфигурации окончательный профиль ребра соответствует проекции деформирующей кромки на основную плоскость. Таким образом, изменяя конфигурацию деформирующей кромки, можно изменять положение ребра на заготовке, т. е. инструментом для ДР можно загибать вершины ребер, в результате чего формируется полузамкнутая полость (рис. 8). Подрезаемый главной режущей кромкой слой материала (заштрихован) перемещается по передней поверхности и занимает положение, определяемое деформирующей кромкой.

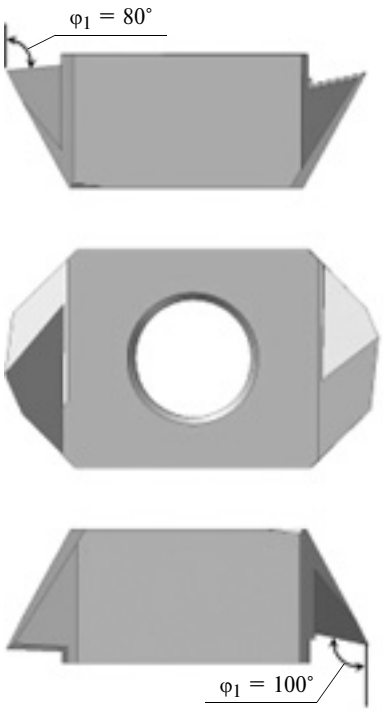


Рис. 7. Двухвершинный инструмент для ДР для внутреннего двухзаходного разнонаклонного оребрения

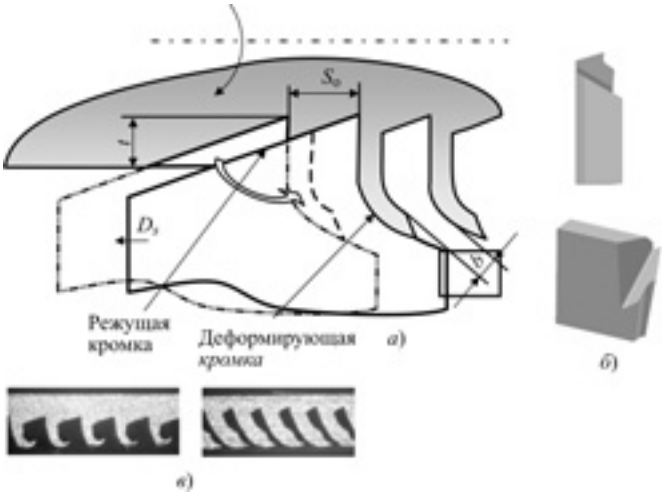


Рис. 8. Схема формирования подповерхностных полузамкнутых полостей инструментом с деформирующей кромкой специальной конфигурации (*а*), резцовая вставка (*б*) и варианты получаемых структур на трубах из меди М2 с шагом S_o = 0,56 мм (*в*)

Существенный недостаток данной обработки — окончательное положение ребра не полностью повторяет контур деформирующей кромки резца, так как под действием сил ДР вершины изгибаются на больший угол. Вершины изгибаются в сторону заготовки под неконтролируемым углом (от 0 до 45° относительно базовой поверхности заготовки). Поэтому теоретический расчет щелевого зазора в верхней части ребер невозможен, т. е. требуется экспериментальный подбор параметров инструмента.

Для получения подповерхностных полузамкнутых или замкнутых полостей путем утолщения вершин ребер используют инструмент с ломаной главной режущей кромкой [11]. Схема формирования таких ребер показана на рис. 9. Так как толщина ребра пропорциональна синусу главного угла инструмента в плане, подрезанный слой на периферии имеет бóльшую толщину. Подрезанный слой в результате отгибания инструментом для ДР формируется в ребро с утолщением вершины.

В зависимости от отношения подачи S_o к глубине t резания для участка кромки с главным углом φ' в плане, получают ребра двух видов: при $\frac{S_o}{t''} < \frac{\sin(\varphi'' - \varphi')\sin\varphi''}{\cos\varphi'}$ формируемые полости будут иметь прямой выход для пара (рис. 9, *а*); при $\frac{S_o}{t''} \geqslant \frac{\sin(\varphi'' - \varphi')\sin\varphi''}{\cos\varphi'}$ выход будет наклонный (рис. 9, *б*).

Получены зависимости параметров формируемых полостей от режима обработки и параметров инструмента. Для подповерхностных полостей с прямым выходом:

ширина щелевого зазора $b' = S_o - S_o\sin\varphi' - \frac{\sin(\varphi''-\varphi')t''}{\sin\varphi''}$;

ширина паровой полости $b'' = S_o(1 - \sin\varphi')$;

высота паровой полости $h' = \frac{t'}{\sin\varphi'} - S_o\cos\varphi'$;

высота до щелевого зазора $h'' = \frac{t'}{\sin\varphi'} - S_o\cos\varphi' + \frac{\cos(\varphi''-\varphi')t''}{\sin\varphi''}$;

полная высота ребер $h''' = \frac{t'}{\sin\varphi'} + \frac{\cos(\varphi''-\varphi')t''}{\sin\varphi''}$.

Для подповерхностных полостей с наклонным паровым выходом:

$$b' = S_o\cos(\varphi''' - \varphi'')(1 - \sin\varphi'' - \cos\varphi''\mathrm{tg}(\varphi''' - \varphi''));$$

$$b'' = S_o(1 - \sin\varphi');$$

$$h' = \frac{t'}{\sin\varphi'} - S_o\cos\varphi';$$

$$h''' = \frac{t'}{\sin\varphi'} + \frac{\cos(\varphi''-\varphi')t''}{\sin\varphi''}.$$

Данным способом можно выполнять подповерхностные паровые полости и на внутренней стороне теплообменных труб.

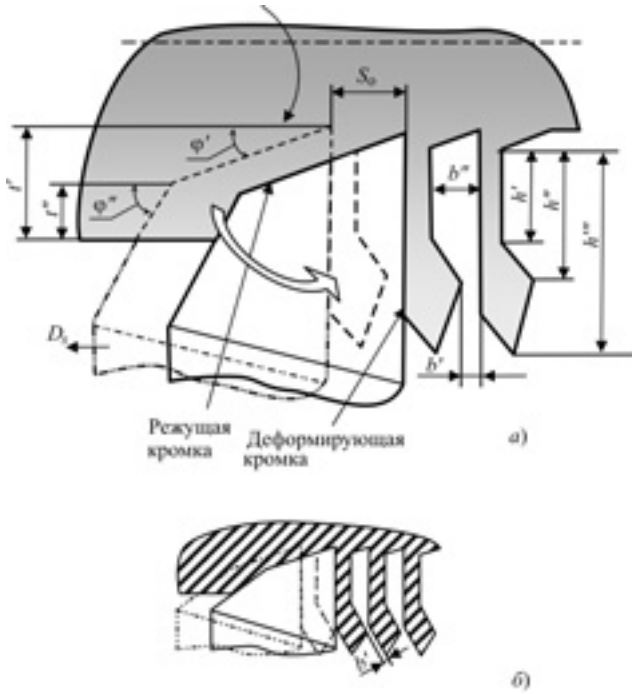


Рис. 9. Схема формирования подповерхностных полостей инструментом с ломаной режущей кромкой с прямым (*а*) и наклонным (*б*) выходом для пара

Наиболее технологичным является способ с использованием инструмента для ДР с ломаной главной режущей кромкой, так как применяется относительно простой инструмент и сам процесс обработки одностадийный. При этом применим аналитический метод определения параметров инструмента и режимов обработки для получения полостей с заданными параметрами.

Для улучшения теплообменных свойств поверхностей кипения, получаемых методом ДР, предложено нанесение двойного оребрения, двукратно увеличивающего площадь теплообменной поверхности (рис. 10, см. обложку).

При кипении воды теплоотдача структур с подповерхностными полостями, полученными методом ДР, в 9 раз выше, критическая плотность теплового потока увеличивается в 4÷6 раз по сравнению с поверхностью без оребрения [5, 6].

Таким образом, на основе метода деформирующего резания предложены новые способы получения поверхностей с подповерхностными паровыми полостями. Установлено, что наиболее технологичным способом является способ с использованием инструмента для ДР с ломаной главной режущей кромкой.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Kim N., Choi K.** Nucleate pool boiling on structured enhanced tubes having pores with connecting gaps // Int. J. Heat Mass Transfer. 2001. N. 44. P. 17—28.
2. **Несис Е. И.** Кипение жидкостей. М.: Наука, 1973. 279 с.
3. **Pool** boiling heat transfer of propane, isobutane and their mixtures on enhanced tubes with reentrant channels / Yu. Chen, M. Groll, R. Mertz et al. // International journal of heat and mass transfer. 2005. V. 48. N. 11. P. 2310—2322.
4. **Кипение** воды на микроструктурированных поверхностях / Ю. Ф. Гортышов, И. А. Попов, Н. Н. Зубков и др. // Тр. Академэнерго. 2012. № 1. С. 14—31.
5. **Heat** Transfer during the Boiling of Liquid on Microstructured Surfaces. P. 1: Heat Transfer during the Boiling of Water / I. A. Popov, N. N. Zubkov, S. I. Kas'kov et al. // Thermal Engineering. 2013. V. 60. N. 3. P. 157—165.
6. **Heat** Transfer during the Boiling of Liquid on Microstructured Surfaces. P. 2: Visualization of Boiling and Critical Heat Fluxes / I. A. Popov, N. N. Zubkov, S. I. Kas'kov et al. // Thermal Engineering. 2013. V. 60. N. 4. P. 285—294.
7. **Investigation** of Heat Transfer in Evaporator of Micro-Channel Loop Heat Pipe / A. Yakomaskin, V. Afanasiev, N. Zubkov et al. // Journal of Heat Transfer. 2013. V. 135. Is. 10. 7 c.
8. **Зубков Н. Н.** Разработка и исследование метода деформирующего резания как способа формообразования развитых макрорельефов: Дис. ... д-ра техн. наук. М., 2001. 478 с.
9. **Зубков Н. Н.** Оребрение труб теплообменных аппаратов подрезанием и отгибкой поверхностных слоев // Новости теплоснабжения. 2005. № 4. С. 51—53.
10. **Pat. 8573022 USA:** B2 Int. B21D53/01. Method for making enhanced heat transfer surfaces.
11. **Pat. 7311137 USA:** Cl. Int. F28F1/40. Heat transfer tube including enhanced heat transfer surfaces.

УДК 621.983: 539.374

С. С. ЯКОВЛЕВ, С. Н. ЛАРИН, доктора технических наук (Тульский ГУ), Я. А. СОБОЛЕВ, д-р техн. наук (Московский государственный машиностроительный университет), В. И. ПЛАТОНОВ, канд техн. наук (Тульский ГУ), e-mail: mpf-tula@rambler.ru

Изотермическое деформирование куполообразных оболочек из высокопрочных анизотропных материалов в режиме ползучести[1]

Предложена математическая модель изотермического деформирования куполообразных оболочек из анизотропных высокопрочных материалов в режиме ползучести, позволяющая оценить кинетику течения материала, напряженно-деформированное состояние заготовки, силовые режимы, геометрические размеры изготовляемых деталей и предельное деформирование. Приведены примеры куполообразных оболочек.

Ключевые слова: куполообразные оболочки, высокопрочные материалы, изотермическое деформирование, анизотропия, математическая модель, вязкость, повреждаемость, разрушение.

The mathematical model of isothermal deforming of dome-shaped shells from anisotropic high-strength materials in creep mode, which allows assessing of kinetics of material flow, stresses-deformed state of a workpiece, force conditions, geometrical dimensions of produced parts and limit deforming, is suggested. The examples of dome-shaped shells are given.

Keywords: dome-shaped shells, high-strength materials, isothermal deforming, anisotropy, mathematical model, viscosity, damageability, failure.

Куполообразные оболочки широко применяются в различных отраслях промышленности. Традиционно их изготовляют штамповкой на прессах, что весьма трудоемко и проблематично в части обеспечения необходимой геометрической точности ввиду возникновения остаточных напряжений, вызывающих поводки контура, для устранения которых требуются слесарно-доводочные работы. Остаточные напряжения во многом обусловлены исходной анизотропией механических свойств деформируемого листа и неравномерностью деформаций. Изотермическое деформирование куполообразных оболочек газом из листовых высокопрочных алюминиевых и титановых сплавов по сравнению с традиционными методами обработки имеет значительные преимущества, поэтому его применение весьма перспективно [1, 2].

Анизотропия механических свойств листового материала, подвергнутого деформированию, может оказывать как положительное, так и отрицательное влияние на устойчивость процесса обработки металлов давлением при разных температурно-скоростных режимах [1—4].

Рассмотрим изотермическое деформирование круглой листовой заготовки радиусом R_0 и толщиной h_0 свободным выпучиванием в сферическую матрицу (рис. 1) в режиме вязкого течения материала под действием избыточного давления газа $p = p_0 + a_p t^{n_p}$, где p_0, a_p, n_p — константы нагружения. Заготовка закреплена по внешнему контуру — точка k; материал заготовки — трансверсально-изотропный с коэффициентом анизотропии R; напряженное состояние оболочки плоское, т. е. напряжение, перпендикулярное плоскости листа, равно нулю ($\sigma_z = 0$). Рассмотрим деформирование оболочки как мембраны в меридиональной плоскости. Ввиду симметрии механических свойств материала относительно оси заготовки и характера воздействия внешних сил меридиональные, окружные и нормальные к срединной поверхности заготовки напряжения и скорости деформаций являются главными. Срединная поверхность заготовки на каждом этапе деформирования остается частью сферической поверхности.

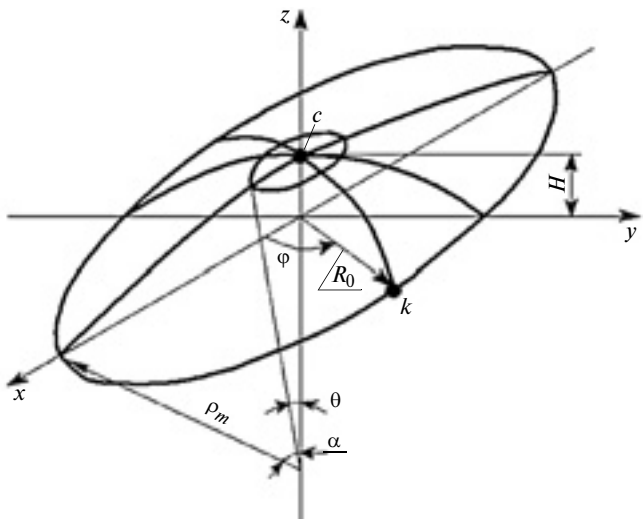


Рис. 1. Расчетная схема деформированного состояния срединной поверхности заготовки в меридиональной плоскости

[1] Работа выполнена в рамках базовой части государственного задания № 2014/227 на выполнение научно-исследовательских работ Министерства образования и науки РФ на 2014—2020 гг., грант РФФИ № 14-08-00066 а.

В любом меридиональном сечении оболочки реализуется радиальное течение материала относительно нового центра на каждом этапе деформирования. С учетом принятых допущений радиусы кривизны меридионального сечения срединной поверхности (ρ_m) и сечения оболочки конической поверхностью (ρ_t), перпендикулярной к дуге меридиана, определяем по формуле [5]

$$\rho_m = \rho_t = \rho = \frac{H^2 + R_0^2}{2H}, \qquad (1)$$

где H — высота купола в данный момент деформирования.

Так как в данный момент траектории точек срединной поверхности ортогональны образующемуся профилю, то в полюсе c срединной поверхности скорости деформаций в меридиональных сечениях составят:

$$\xi_{tc}^c = \frac{2H\dot{H}}{H^2 + R_0^2}; \quad \xi_{mc}^c = \frac{2H\dot{H}}{H^2 + R_0^2}; \quad \xi_{zc}^c = \dot{h}/h,$$

где $\dot{H} = \mathrm{d}H/\mathrm{d}t$; $\dot{h} = \mathrm{d}h/\mathrm{d}t$.

Так как заготовка закреплена по контуру (точка k), то скорость деформации вдоль контура $\xi_{tk}^c = 0$, тогда в соответствии с ассоциированным законом течения получим:

$$\xi_{tk}^c = 0; \quad \sigma_{tk} = R\sigma_{mk}/(1 + R); \quad \xi_{zk}^c = -\xi_{mk}^c.$$

Далее ограничений на изменение толщины оболочки вдоль дуги окружности в меридиональном сечении не вводим. В этом случае скорости деформаций в меридиональном (ξ_m^c) и окружном (ξ_t^c) направлениях и деформации (ξ_z^c) по толщине оболочки определяем по формулам:

$$\xi_m^c = \left(\frac{\sin\theta}{\theta\sin\alpha} - \mathrm{ctg}\alpha\right)\dot{\alpha}; \quad \xi_t^c = \left(\frac{\cos\theta}{\sin\alpha} - \mathrm{ctg}\alpha\right)\dot{\alpha};$$

$$\xi_z^c = \frac{\dot{h}}{h}. \qquad (2)$$

Здесь θ — текущий угол между вертикальной осью симметрии заготовки и радиус-вектором, определяющим положение точки в сечении срединной поверхности диагональной плоскостью: $\dot{\alpha} = \mathrm{d}\alpha/\mathrm{d}t$.

Принимаем, что на каждом этапе деформирования оболочки имеет место радиальное течение точки срединной поверхности в меридиональной плоскости относительно нового центра в момент $t + \mathrm{d}t$, т. е. в направлении $\theta + \mathrm{d}\theta$.

При заданной функции $H = H(t)$ связь между углом α и временем t деформирования определяется формулой

$$\alpha = 2\mathrm{arctg}[H(t)/R_0].$$

Толщину оболочки в куполе срединной поверхности ($\theta = 0$) определяем по формуле

$$h = h_0/[1 + H^2(t)/R_0^2]^2. \qquad (3)$$

Изменение толщины оболочки в месте ее закрепления ($\theta = \alpha$) от времени деформирования

$$h = h_0 \frac{H(t)}{R_0[1 + H^2(t)/R_0^2]\mathrm{arctg}(H/R_0)}.$$

Мысленно вырежем из мембраны элементы, ограниченные меридиональными плоскостями и коническими поверхностями в окрестности рассматриваемой точки, и приняв распределение напряжений по толщине элемента равномерным, запишем уравнения равновесия безмоментной оболочки, нагруженной равномерным давлением p [5, 6]:

$$\sigma_m/\rho_m + \sigma_t/\rho_t = p/h; \quad \sigma_{mx} = p\rho_t/(2h). \qquad (4)$$

Решив совместно уравнения (4), с учетом, что $\rho_m = \rho_t$, найдем:

$$\sigma_m = \sigma_t = p\rho/(2h). \qquad (5)$$

Эквивалентные скорость ξ_e^c деформации и напряжение σ_e в вершине c купола и в точке k крепления оболочки для анизотропного материала рассчитаем по формулам:

$$\xi_{ec}^c = \frac{2}{\sqrt{3}}\sqrt{2 + R}\,\xi_{mc}^c; \quad \sigma_{ec}^c = \frac{\sqrt{3}}{2\sqrt{2 + R}}\sigma_{mc}; \qquad (6)$$

$$\xi_{ek}^c = \left\{\frac{2}{3}\frac{(2 + R)(R + 1)}{2R + 1}\right\}^{1/2}\xi_{mk};$$

$$\sigma_{ek} = \left\{\frac{3}{2}\frac{2R + 1}{(2 + R)(R + 1)}\right\}^{1/2}\sigma_{mk}.$$

Рассмотрим изотермическое деформирование оболочки из материала, для которого справедливы уравнения состояния энергетической теории ползучести и повреждаемости [1, 2]:

$$\xi_e^c = B(\sigma_e/\sigma_{e0})^n/(1 - \omega_A^c)^m; \quad \dot{\omega}_A^c = \sigma_e\xi_e/A_{\text{пр}}^c, \qquad (7)$$

где B, n, m — константы материала, зависящие от температуры испытаний; ω_A^c — повреждаемость материала при вязкой деформации по энергетической модели разрушения; $A_{\text{пр}}^c$ — удельная работа разрушения при вязком течении материала; $\dot{\omega}_A^c = \mathrm{d}\omega_A^c/\mathrm{d}t$; σ_{e0} — эквивалентное напряжение на границе вязкого и вязкопластического течений материала.

Удельную работу разрушения при вязком течении анизотропного материала определяем по формуле

$$A_{\text{пр}}^c = D(b_0 + b_1\cos\alpha + b_2\cos\beta + b_3\cos\gamma),$$

где D, b_0, b_1, b_2, b_3 — константы материала; $\sigma = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$ — среднее напряжение; σ_1, σ_2

и σ_3 — главные напряжения; α, β, γ — углы ориентации первой главной оси напряжений σ_1 относительно главных осей анизотропии x, y и z соответственно.

Так как в каждый момент деформирования давление равномерно распределено по поверхности оболочки, то можно определить давление p в вершине c купола оболочки.

Подставив в первое из уравнений (7) определенные по формулам (6) величины σ_e и ξ_e^c, с учетом соотношений (1) и равенств (2) и (5) получим:

$$p^n \mathrm{d}t = \frac{\sigma_{e0}^n (1-\omega_{Ac}^c)^m 2^{2n+2} (2+R)^{(n+1)/2} H^{n+1} h^n \mathrm{d}H}{3^{(n+1)/2} B (H^2 + R_0^2)^{n+1}}. \quad (8)$$

Толщину h оболочки определяем по формуле (3).

Подставив эти же величины во второе из уравнений (7) определим величину накопления повреждаемости:

$$\dot{\omega}_{Ac}^c = p(1 + H^2/R_0^2)^2 \dot{H}/(h_0 A_{\text{пр}}^c). \quad (9)$$

Уравнение (9) удобно использовать при постоянном нагружении: $p = \text{const}$.

Если подставить первое из уравнений (7) во второе, то накопленную повреждаемость можно определить по формуле

$$\dot{\omega}_{Ac}^c = \frac{\sigma_{e0}(1-\omega_{Ac}^c)^{m/n} (\xi_{ec}^c)^{(n+1)/n}}{A_{\text{пр}}^c B^{1/n}}. \quad (10)$$

Уравнение (10) удобно использовать при $\xi_{ec}^c = \xi_{e1}^c = \text{const}$, в этом случае его интегрирование приводит к выражению

$$\omega_{Ac}^c = 1 - \left[1 - \frac{n-m}{n} \frac{(\xi_{e1}^c)^{(n+1)/n} \sigma_{e0} t}{A_{\text{пр}}^c B^{1/n}}\right]^{n/(n-m)}. \quad (11)$$

Время разрушения t_* определяем из условия $\omega_{Ac}^c = 1$:

$$t_* = \frac{A_{\text{пр}}^c B^{1/n} n}{\sigma_{e0}(n-m)(\xi_{e1}^c)^{(n+1)/n}}.$$

Давление, необходимое для реализации деформирования, определяем по формуле

$$p(t) = \frac{4\sigma_{e0}(1-\omega_{Ac}^c)^{m/n}(2+R)^{1/2} H h}{\sqrt{3} B^{1/n}(H^2 + R_0^2)} (\xi_{e1}^c)^{1/n}.$$

Зависимость $\omega_{Ac}^c = \omega_{Ac}^c(t)$ находится согласно выражению (11), а $H = H(t)$ из уравнения

$$t = 2\sqrt{2+R} \ln[(H^2 + R_0^2)/(H_0^2 + R_0^2)]/(\sqrt{3}/\xi_{e1}^c). \quad (12)$$

Задание функции $H = H(t)$ позволяет найти $\omega_{Ac}^c = \omega_{Ac}^c(t)$ из выражений (10) или (11), а функцию $p = p(t)$ рассчитать по формуле (8).

Предельную высоту H_* купола найдем по уравнению (12) при $t = t_*$.

В общем случае нагружения [$p = p(t)$] при исследовании деформирования оболочки уравнения (8) следует решать совместно с уравнением (9).

Аналогично исследовали напряженное и деформированное состояния заготовки в точке k закрепления оболочки. Получили основные уравнения и выражения для решения поставленной задачи в предположении, что поведение материала подчиняется уравнениям кинетической теории ползучести и повреждаемости при известном законе нагружения $p = p(t)$ и постоянной эквивалентной скорости ξ_{e1} деформации в куполе заготовки.

Исследовали напряженное и деформированное состояния, кинетика течения материала, силовые режимы и геометрические размеры изготовляемого изделия в зависимости от анизотропии механических свойств исходного материала, закона нагружения и геометрических размеров заготовки.

Расчеты выполняли для титанового сплава ВТ6С при температуре $T = 860$ °С, поведение которого описывается энергетической теорией ползучести и повреждаемости, и для титанового сплава ВТ14 при температуре $T = 950$ °С, поведение которого подчиняется кинетической теории ползучести и повреждаемости. Механические характеристики этих материалов при формоизменении в условиях вязкого течения приведены в работе [2].

Зависимости давления p газа, относительных толщин заготовки в куполе ($\bar{h}_c = h_c/h_0$) и в месте ее закрепления ($\bar{h}_k = h_k/h_0$) и высоты $\bar{H}' = H/R_0$ купола от времени t деформирования для титанового сплава ВТ6С при скорости деформации в куполе заготовки $\xi_{e1} = \text{const}$ представлены на рис. 2 (точки — экспериментальные данные).

Результаты расчетов и анализ зависимостей показали, что с увеличением времени t деформирования до определенного предела резко увеличивается относительная высота $\bar{H}'$ заготовки и уменьшаются её относительные толщины в куполе ($\bar{h}_c$) и в месте закрепления ($\bar{h}_k$). При дальнейшем увеличении времени t исследуемые величины изменяются плавно. В момент t, близкий к разрушению заготовки, происходит резкое изменение относительных величин $\bar{H}'$, $\bar{h}_c$ и $\bar{h}_k$, что связано с интенсивным накоплением микроповреждений на заключительной стадии процесса. Установлено, что

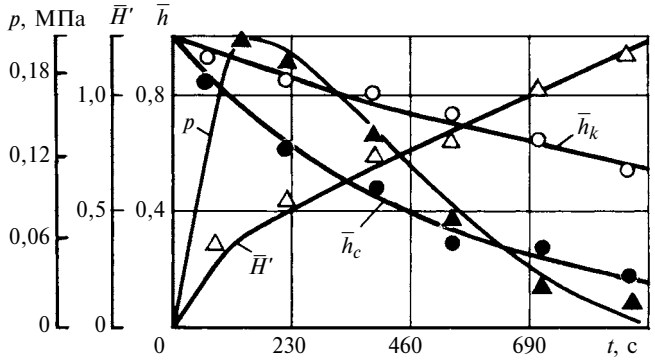


Рис. 2. Зависимости изменения параметров p, $\bar{H}'$ и $\bar{h}$ от времени t в рассматриваемых точках заготовки из сплава ВТ6С (R_0 = 300, ξ_{e1} = 0,002 с$^{-1}$)

толщина $\bar{h}_c$ в куполе заготовки изменяется быстрее, чем толщина $\bar{h}_k$ в месте закрепления; с увеличением времени t деформирования эта разность может достигать 50 %.

Показано, что постоянная эквивалентная скорость деформации в куполе заготовки обеспечивается изменением давления p за время t деформирования: в начальный момент формоизменения при резком возрастании давления p происходит существенное изменение радиуса ρ_m полусферы; при дальнейшем увеличение времени t давление p газа уменьшается.

Сопоставление теоретических и экспериментальных величин относительных толщин $\bar{h}_c$ и $\bar{h}_k$, а также относительной высоты $\bar{H}'$ дает их удовлетворительное совпадение (до 10 %).

Также оценено влияние параметров a_p и n_p нагружения, эквивалентной скорости ξ_{e1} деформации, анизотропии механических свойств и геометрических размеров заготовки на предельные возможности формоизменения, связанные с разрушением заготовки при достижении уровня накопленных микроповреждений $\omega_A = 1$ (или $\omega_e = 1$). Расчеты показали, что разрушение заготовки при изотермическом деформировании происходит в куполе детали, т. е. в месте максимального утонения.

Зависимости изменения времени t_* разрушения, относительных высоты $\bar{H}'_* = H_*/R_0$ и толщины $\bar{h}_* = h_*/h_0$ в куполе заготовки в момент разрушения, определенные по величине накопленных микроповреждений при $\omega_A^c = 1$, от постоянной эквивалентной скорости ξ_{e1} деформации в куполе заготовки представлены на рис. 3, где H'_* и h_* — высота и толщина в куполе оболочки, соответствующие моменту разрушения ($\bar{R}_0 = R_0/h_0$; $\bar{R}_0$ = 300).

Результаты расчетов и анализ зависимостей показали, что увеличение параметров a_p, n_p и постоянной эквивалентной скорости ξ_{e1} деформации в куполе заготовки (см. рис. 3) приводит к уменьшению времени t_* разрушения и относительной высоты $\bar{H}'_*$ заготовки и увеличению относительной толщины $\bar{h}_*$ в куполе заготовки.

Зависимости изменения относительных величин $\bar{H}'$ и $\bar{h}$ от времени t деформирования при разных значениях эквивалентной скорости ξ_{e1} деформации в куполе заготовки для сплава ВТ14 при температуре обработки T = 950 °С приведены на рис. 4. Результаты расчетов и анализ зависимостей показали, что предельные возможности формоизменения в режиме вязкого течения материала, поведение которого подчиняется кинетической теории ползучести и повреждаемости, не зависят от

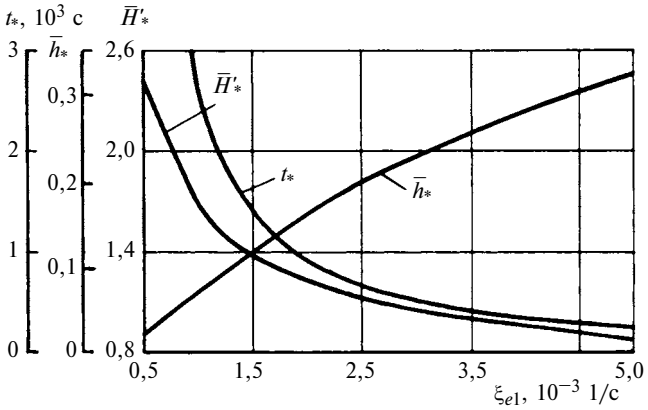


Рис. 3. Зависимости изменения параметров t_*, $\bar{H}_*$ и $\bar{h}_*$ от скорости ξ_{e1} в куполе оболочки из сплава ВТ6С

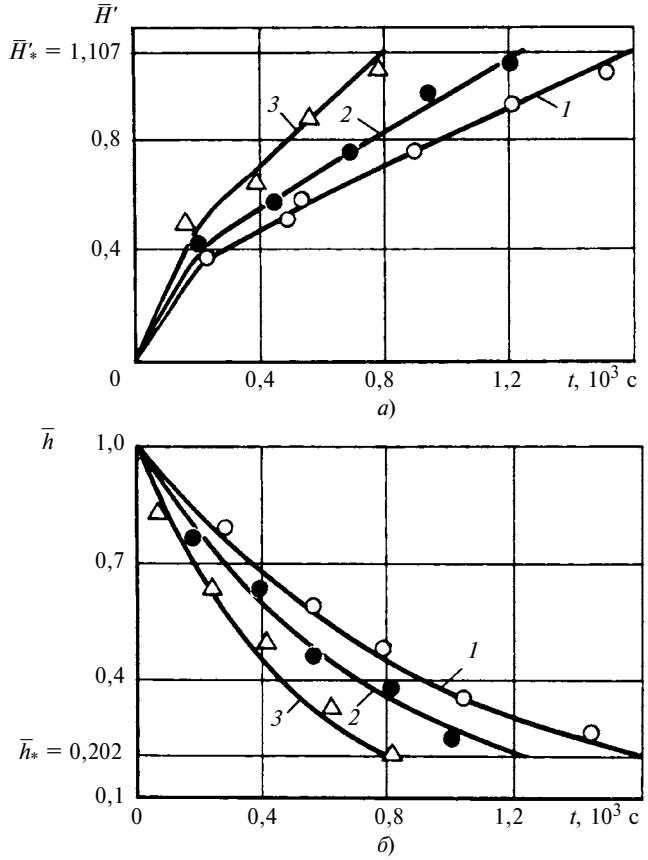


Рис. 4. Зависимости изменения параметров $\bar{H}'$ (*а*) и $\bar{h}$ (*б*) от времени t для сплава ВТ14 (T = 950 °С, R_0 = 300) при ξ_{e1} = 1 · 10^{-3} (*1*), 1,3 · 10^{-3} (*2*) и 2 · 10^{-3} с$^{-1}$ (*3*)

Рис. 5. Образцы куполообразных оболочек из сплавов ВТ14 и ВТ23

условий нагружения заготовки. Показано, что время t_* разрушения существенно зависит от параметров a_p, n_p нагружения и постоянной скорости ξ_{e1} деформации. Установлено, что при увеличении параметров a_p с $0{,}2 \cdot 10^{-3}$ до $1{,}4 \cdot 10^{-3}$ МПа/с и n_p с 0,5 до 0,8 при других фиксированных параметрах время t_* разрушения уменьшается в 1,8 раза. Также установлено, что время t_* разрушения существенно зависит от геометрических размеров заготовки: при увеличении относительного радиуса заготовки $\bar{R}_0 = R_0/h_0$ с 200 до 800 время разрушения уменьшается более, чем в 4 раза.

Исследовали влияние коэффициента R нормальной анизотропии на силовые режимы, деформационные параметры, геометрические размеры заготовки и предельные возможности изотермического деформирования куполообразных оболочек в режиме ползучести. С увеличением коэффициента R относительная толщина $\bar{h}_*$ резко увеличивается, а время t_* разрушения и относительная высота $\bar{H}'_*$ заготовки резко уменьшаются. Отсутствие учета анизотропии механических свойств заготовки при изотермическом деформировании куполообразных оболочек дает погрешность в оценке времени t_* разрушения в 35 %, а относительной высоты $\bar{H}'_*$ и толщины $\bar{h}_*$ в момент разрушения — 15 %.

Результаты исследований использовали при разработке новых способов изготовления куполообразных оболочек из высокопрочных титановых сплавов ВТ6, ВТ6С, ВТ14, ВТ23 и алюминиевых сплавов АМг6, 1971 и 1201.

Исследовали прямое и реверсивное изотермические деформирования с предварительной задержкой донной части и последующей окончательной формовкой контура заготовки [1, 2]. Температура формообразования для титановых сплавов составила ≈900 °С, для алюминиевых сплавов — 450÷500 °С. Процесс зависит от скорости повышения давления газа: увеличение скорости вызывает повышение давления и высокую неравномерность толщины по образующей; уменьшение ведет к перегреву, росту зерна металла, накоплению внутренних дефектов. Поэтому продолжительность процесса следует оптимизировать: для титановых сплавов 0,2÷0,3 ч, для алюминиевых сплавов 0,15÷0,25 ч.

Формирование титанового сплава осуществляют в вакууме с остаточным давлением 10^{-2} мм рт. ст. или в проточном аргоне, что предупреждает образование на поверхности заготовок альфированного слоя. После формообразования проводится выдержка в газе под давлением, т. е. термофиксация куполообразной оболочки.

При однопереходной штамповке возникает большая неравномерность относительной толщины стенки (h_0/h) куполообразных деталей по образующей от радиуса фланца до центра полусферы: для сплавов ВТ6С и ВТ23 в среднем 2,5; для сплава АМг6-3, что хорошо согласуется с расчетными данными. Для уменьшения неравномерности можно использовать двухпереходную штамповку на вкладыш (реверсирование) и создание неравномерного температурного поля на заготовке от центра к краю в пределах 150÷200 °С. Это позволит уменьшить неравномерность распределения толщины оболочек из названных материалов соответственно до 2 и 2,2. При втором варианте изготовления заготовка воспроизводит форму реверсивной штамповки: периферийная зона опережает центральную, а сферическая форма достигается к концу формирования контура. При необходимости неравномерность можно устранить последующим химическим травлением.

Металлографические анализы показали, что при формообразовании зерно материала практически не увеличивается по сравнению с его исходным размером 5÷10 мкм, что обеспечивает коррозионную стойкость и герметичность изделия и увеличивает его ресурс.

По сравнению с традиционным изготовлением куполообразных оболочек (рис. 5) — многопереходная штамповка с последующими механической обработкой и пригонкой, трудоемкость предложенного способа в 2÷3 раза ниже, при этом в 3÷5 раз снижается расход металла и в 5÷7 раз повышается геометрическая точность изделия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Изотермическое** деформирование высокопрочных анизотропных материалов / С. П. Яковлев, В. Н. Чудин, С. С. Яковлев и др. М.: Машиностроение, 2004. 427 с.
2. **Изотермическая** пневмоформовка анизотропных высокопрочных листовых материалов / С. С. Яковлев, В. Н. Чудин, Я. А. Соболев и др. М.: Машиностроение, 2009. 352 с.
3. **Яковлев С. П., Яковлев С. С., Андрейченко В. А**. Обработка давлением анизотропных материалов. Кишинев: Квант, 1997. 331 с.
4. **Яковлев С. С., Кухарь В. Д., Трегубов В. И.** Теория и технология штамповки анизотропных материалов / Под ред. С. С. Яковлева. М.: Машиностроение, 2012. 400 с.
5. **Малинин Н. Н.** Ползучесть в обработке металлов. М.: Машиностроение, 1986. 216 с.
6. **Теория** обработки металлов давлением: Учеб. для вузов / В. А. Голенков, С. П. Яковлев, С. А. Головин и др. / Под ред. В. А. Голенкова, С. П. Яковлева. М.: Машиностроение, 2009. 442 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 62-9.004.12

Н. М. РАСУЛОВ, д-р техн. наук, У. М. НАДИРОВ, Г. Р. ГУСЕЙНОВ, кандидаты технических наук
(Азербайджанский ТУ, г. Баку), e-mail: nariman.rasulov@yahoo.com

Связи производственных и эксплуатационных показателей качества изделий

Исследованы связь производственных и эксплуатационных показателей качества изделий и влияние условий эксплуатации на эксплуатационные показатели качества. Предложены критерии стабильности надежности изделия и методика их определения.

Ключевые слова: производственный и эксплуатационный показатели качества изделия, срок службы, надежность.

The relation between production and operating indicators of products quality and influence of operating conditions on operating quality indicators are investigated. The criteria on durability stability of a product and methodic of their determination are suggested.

Keywords: production and operating indicators of product quality, service life, durability.

При производстве изделий главной задачей является обеспечение требуемых эксплуатационных показателей в соответствии с их назначениями [1—3]. Исследованиями установлено, что нормативные эксплуатационные показатели качества (ЭПК) изделия не всегда отражают изменение основного технологического показателя, например среднеквадратического отклонения (СКО) значимого размера, влияющего на качество данного изделия [4]. Поэтому актуальными являются исследование связей производственных показателей качества (ППК) и ЭПК изделий, анализ влияния условий эксплуатации на ЭПК в общем виде и разработка оценочных критериев надежности для группы изделий.

Цель настоящей работы — установление связей ППК и ЭПК изделий с учетом изменения условий эксплуатации и определение путей управления ими при изготовлении.

Связи между ППК и ЭПК изделий

Допустим, что на разных предприятиях по единым техническим условиям и чертежу изготовляют одинаковое число n изделий. При этом закон распределения значимого параметра, например отклонения x размера, определяющего качество данного изделия, на первом предприятии соответствует нормальному СКО σ_1 (рис. 1), а на втором — СКО σ_2. При этом их центры группирования совпадают (x_a) и $\sigma_2 < \sigma_1$. На оси абсцисс откладывается x — параметр качества изготовления изделий, на оси ординат — частота появления соответствующего значения параметра x, которая определяется отношением m/n, где m — число деталей, попавших в принятый интервал; n — общее число деталей.

Допустим, что вследствие применения более эффективных средств производства обеспечивается $\sigma_2 < \sigma_1$ и $6\sigma_1 < T$, где T — допуск на параметр x.

Срок службы изделия (деталей), как правило, зависит от износа рабочих поверхностей [5, 6] и соответствует в основном периоду их нормального изнашивания. Функция $F = f(u)$, где F — срок службы детали, u — износ ее рабочей поверхности в период нормального изнашивания, представляет собой обратно пропорциональную зависимость.

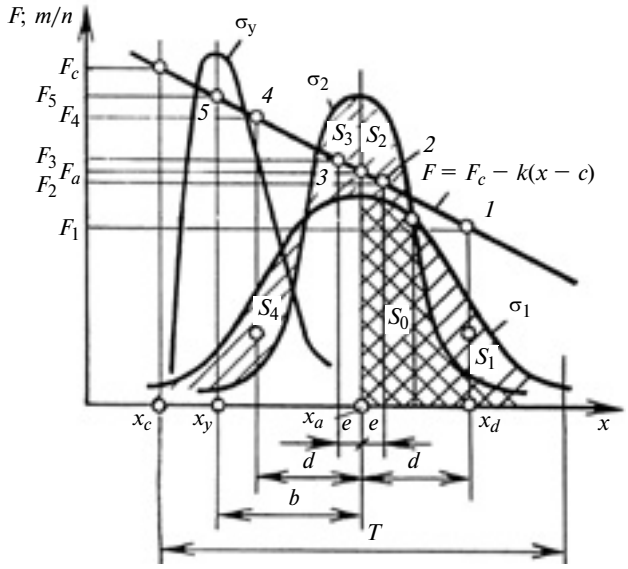


Рис. 1. Зависимость срока службы F изделий от распределения значимого параметра x ППК изделий с СКО σ_1 и σ_2

Поэтому зависимость срока службы F детали от качества ее изготовления, в данном случае от параметра x, имеет вид:

$$F = F_c - k(x - x_c), \quad (1)$$

где F_c — математическое ожидание срока службы изделия наилучшего качества; x_c — показатель, определяющий качество изготовления, для изделия наилучшего качества; k — коэффициент, определяющий наклон линейной зависимости $F = f(x)$.

Определим взаимосвязь ППК и ЭПК при известной функции $F = f(x)$, соответствующей формуле (1). Числа n_1, n_2, n_3 и n_4 изделий, соответствующие площадям S_1, S_2, S_3 и S_4, заключенным между кривыми σ_2 и σ_1 на рис. 1, находим по формулам [1—3]: $n_1 = S_1n$; $n_2 = S_2n$; $n_3 = S_3n$; $n_4 = S_4n$. При этом известно, что $S_1 = S_2 = S_3 = S_4$ [4] и $n_1 + n_2 + n_3 + n_4 = n$.

Средние сроки службы для изделий $n_1 \div n_4$ определяются соответственно точками *1÷4* прямой $F = f(x)$, следовательно, $S_1n \to F_1$; $S_2n \to F_2$; $S_3n \to F_3$ и $S_4n \to F_4$.

Значения $F_1 \div F_4$ определяем из выражения (1), например абсцисса точки *1* составляет $x_4 = x_a + d$, следовательно,

$$F_1 = F_c - k(x_a - x_c + d). \quad (2)$$

Аналогично получим:

$$F_2 = F_c - k(x_a - x_c + e); \quad (3)$$

$$F_3 = F_c - k(x_a - x_c - e); \quad (4)$$

$$F_4 = F_c - k(x_a - x_c - d). \quad (5)$$

Анализ площадей S_1 и S_2, т. е. изделий n_1, выпускаемых только первым предприятием, и изделий n_2, выпускаемых только вторым предприятием, и функции $F = f(x)$ показал, что качество изделий n_1 ниже качества изделий n_2.

Найдем общие сроки службы изделий n_1 и n_2 с учетом соответственно формул (2) и (3):

$$F_{n_1} = n_1F_1 = S_1nF_1 = S_1n[F_c - k(x_a - x_c + d)];$$

$$F_{n_2} = n_2F_2 = S_2nF_2 = S_1n[F_c - k(x_a - x_c + e)].$$

Тогда разность общих сроков службы изделий n_1 и n_2, которая обусловлена улучшением качества изготовления первых ($\sigma_2 < \sigma_1$), т. е. относительное повышение сроков службы изделий n_2, составит:

$$F_{\text{пов}} = F_{n_2} - F_{n_1} = S_2n[F_c - k(x_a - x_c + e)] - \\ - S_1n[F_c - k(x_a - x_c + d)] = S_1nk(d - e), \quad (6)$$

где $S_1n = S_2n$.

Аналогичный анализ изменений сроков службы изделий, выражаемых площадями S_3 и S_4, показал, что повышение качества изготовления изделий n_4 снижает их общий срок службы. Разность общих сроков службы n_4 и n_3 с учетом формул (4) и (5) составит:

$$F_{\text{сн}} = F_{n_4} - F_{n_3} = S_4n[F_c - k(x_a - x_c - d)] - \\ - S_3n[F_c - k(x_a - x_c - e)] = S_4nk(d - e), \quad (7)$$

где $S_3n = S_4n$.

Для всех изделий общее изменение сроков службы согласно формулам (6) и (7) составит:

$$\Delta F = F_{\text{пов}} - F_{\text{сн}} = \\ = S_1nk(d - e) - S_4nk(d - e) = 0. \quad (8)$$

Из выражения (8) следует, что повышение качества изготовления изделий только снижением среднеквадратического отклонения параметра точности не имеет какого-либо значения для ЭПК. Исследования показали, что при экспоненциальной зависимости между ППК и сроком службы изделий имеет место даже снижение среднего срока службы для выпускаемых изделий.

Управление эксплуатационным качеством

Допустим, что на третьем предприятии при изготовлении тех же изделий достигнуто смещение центра рассеяния параметра x качества на величину b в сторону высокого значения (см. рис. 1, кривая σ_y). Средний срок службы этих изделий определяется ординатой точки *5*:

$$F_5 = n[F_c - k(x_a - x_c - b)]. \quad (9)$$

А для двух предыдущих случаев средний срок службы составит:

$$F_a = n[F_c - k(x_a - x_c)]. \quad (10)$$

Из выражений (9) и (10) определим повышение показателя F на третьем предприятии:

$$\Delta F' = F_5 - F_a = nkb,$$

а также средний срок службы единичного изделия в результате смещения центра рассеяния параметра x качества на величину b:

$$\Delta F_{\text{е}} = \Delta F'/n = kb.$$

Заменив b его значением [4], выраженным коэффициентом $K_{\text{р}}$ смещения центра рассеяния, получим:

$$\Delta F' = 0{,}5nkK_{\text{р}}T;$$

$$\Delta F_{\text{е}} = 0{,}5kK_{\text{р}}T.$$

Следовательно, смещение центра группирования основного параметра качества на величину b в сторону высокого значения приводит к повышению среднего срока службы единичного изделия на величину kb.

Стандарт ISO 9000 устанавливает проведение на всех этапах производства изделий мероприятий по обеспечению высоких показателей качества, т. е. и технологических, и эксплуатационных.

Влияние условий эксплуатации изделий на эксплуатационные показатели качества

Изделия с абсолютно одинаковыми показателями качества могут эксплуатироваться в разных условиях, так как значения показателей условий эксплуатации (температура z_1, влажность z_2, режим работы z_3 и т. п.) изменяются в определенных диапазонах ($z_{1\min} \leqslant z_1 \leqslant z_{1\max}$; $z_{2\min} \leqslant z_2 \leqslant z_{2\max}$ и т. д.). Поэтому срок службы группы изделий с одинаковыми показателями качества, например с x_c, также изменяется в диапазоне $F_{c\,\min} \leqslant F \leqslant F_{c\,\max}$) и закон распределения параметра будет соответствовать СКО σ' (рис. 2). Число факторов, влияющих на условия эксплуатации, как правило, много, а их изменения носят случайный характер. Поэтому принимается, что срок службы изделий F связан с условиями эксплуатации (z_Σ) нормальным законом $F = f(z_\Sigma)$. При этом чем ниже качество изделий, тем они чувствительнее к изменениям условий эксплуатации.

Принимается, что срок службы F_c изделий, число которых равно m, с одинаковым показателем качества (например наивысшим показателем x_c), изменяется по нормальному закону, т. е. его СКО соответствует σ' (см. рис. 2).

СКО срока службы изделий с самыми низкими показателями качества соответствует распределению σ''. Центром группирования параметра качества является x_a. Для изделий с параметром качествами x_d математическое ожидание срока службы F_d также изменяется в диапазоне $F_{d\,\min} \leqslant F \leqslant F_{d\,\max}$. Частоту появления изделий со сроком службы с локальным качеством обозначим r, а общее число изделий, соответствующих локальному качеству, равно m.

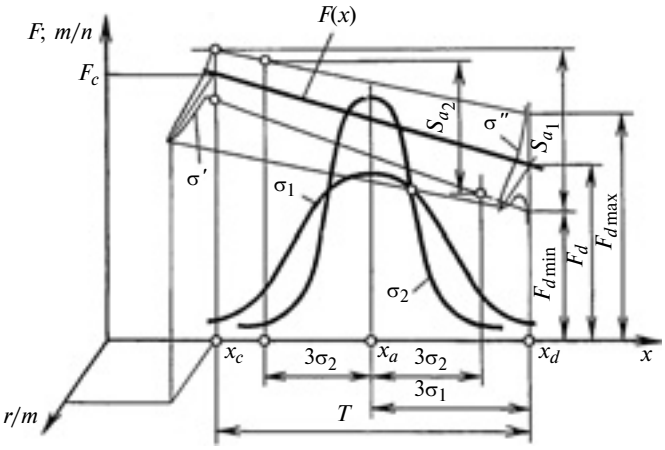


Рис. 2. Зависимость срока службы изделий F от распределения значимого параметра x ППК изделий с СКО σ_1 и σ_2 и условий эксплуатации

Таким образом, при одинаковых изменениях условий эксплуатации срок службы изделий с низким качеством изменяется в большем диапазоне, т. е. $\sigma'' > \sigma'$, а следовательно, общий срок службы всех изделий увеличивается меньше в сторону высокого показателя качества (см. рис. 2, $x_{c\,\max}$) и больше в сторону низкого показателя (см. рис. 2, $x_{d\,\min}$).

Особенностью кривых распределения σ'' и σ' является то, что их центры находятся на прямой, соответствующей математическому ожиданию сроков службы, а искомые СКО изменяются линейно и зависят от показателя качества: $\sigma_i = t_i\sigma'$, где $t_i = t_1 + k_1(x - x_c)$ [k_1 — коэффициент, определяющий наклон прямой $\sigma_i = f(x)$], т. е. $\sigma' = \sigma_{\min}$, соответствует $t_i = t_1 = 1$ ($t_1 \to \min$) и $\sigma'' = \sigma_{\max}$, соответствует $t_i = t_4 = t_d = t_1 + k_1(x_d - x_c) \to \max$.

Таким образом, изменение действительных сроков службы изделий с наивысшим показателем качества соответствует выражению:

$$F_c - 3\sigma' \leqslant F \leqslant F_c + 3\sigma'.$$

Наименьший срок службы $F_{x_d \min}$ у партии изделий с наихудшим показателем качеством. Таким образом, среднее математическое ожидание всех изделий с F_{x_a} смещается на некоторую величину Δa в сторону низкого качества.

Сроки службы множества изделий при эксплуатации в идеальных условиях распределяются согласно нормальному закону. В реальных же условиях рассеяние значений срока службы изделий зависит от совокупности факторов:

распределения значимого параметра качества (см. рис. 2, зависимости σ_1 и σ_2);

распределения сроков службы [см. рис. 2, зависимость $F(x)$];

изменения срока службы в результате изменения условий эксплуатации (см. рис. 2, зависимости σ'' и σ').

Анализ показал, сроки службы группы изделий зависят от параметра t_i, для его определения необходимо исследовать семейство кривых распределения параметра F, формируемых кривыми рассеяние выше перечисленных совокупностей факторов.

Критерий эксплуатационного качества для партии изделий

Такой обобщенный эксплуатационный показатель качества как надежность включает в себя безотказность, ремонтопригодность и т. п. [7, 8], которые оценивают единичное изделие. Для оценки же предприятия-производителя и качества партии изделий предлагается использовать такой показатель, как стабильность, включающий в себя несколько показателей, характеризующих эксплуатационные свойства группы изделий по параметрам

надежности. Рекомендуется применять стабильность эксплуатационных показателей двух видов: общие показатели для всех изделий и локальные показатели изделий с одинаковыми параметрами качества.

Предлагаются два типа показателей: абсолютные и относительные.

Абсолютный показатель стабильности (АПС) группы изделий по долговечности, например, определяется как разность предельных значений долговечностей данных изделий. При этом важно, чтобы они были одинакового назначения.

Для оценки изделий разного назначения и типоразмеров следует использовать относительные показатели стабильности (ОПС), т. е. отношение разности предельных значений долговечностей данных изделий к математическому ожиданию (или среднеарифметическому) значения этого показателя.

При известной зависимости между качеством изготовления (точностью размера) и эксплуатационным качеством (сроком службы изделий), согласно вышеуказанному примеру, определим показатели стабильности изделий со СКО σ_1.

Наибольший и наименьший локальные АПС согласно кривым σ' и σ'' составят:

$$S_{la\,\max} = 6\sigma' \to \pm\, 3\sigma'; \qquad (11)$$

$$S_{la\,\min} = 6\sigma'' \text{ при } t = t_{\max}. \qquad (12)$$

Наибольшие абсолютная и относительная локальные ОПС имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} S_{1\max} &= 6\sigma'/F_c; \\ S_{1\max} &= 100 \cdot 6\sigma'/F_c. \end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

Наименьшие абсолютная и относительная локальные ОПС:

$$\left.\begin{aligned} S_{1\min} &= 6t_d\sigma'/F_d; \\ S_{1\min} &= 100 \cdot 6t_d\sigma'/F_d. \end{aligned}\right\} \qquad (14)$$

Общий АПС имеет вид:

$$S_a = S_{a_1} = (F_c + 3\sigma') - (F_d - 3t_d\sigma') = \\ = F_c - F_d + 3\sigma'(1 + t_d). \qquad (15)$$

Общие абсолютная и относительная ОПС:

$$S = \frac{F_{c\,\max} - F_{d\,\min}}{F_a} = \frac{F_c - F_d + 3\sigma'(1 + t_d)}{F_a}; \qquad (16)$$

$$S = \frac{F_c - F_d + 3\sigma'(1 + t_d)}{F_a}\,100. \qquad (17)$$

Показатели стабильности по сроку службы изделий с СКО σ_1 определяются по формулам (11)—(17). Согласно рис. 2 имеет $S_{a_2} < S_{a_1}$. Значение S_{a_2} можно найти по известным формирующим ее параметрам, аналогично S_{a_1}.

Повышение АПС и ОПС изделий улучшением их качества изготовления, т. е. переход от СКО σ_1 к СКО σ_2, оценивают следующими абсолютными или относительными показателями.

$$\text{АПС: } \Delta S_a = S_{a_1}/S_{a_2} \text{ или } \Delta S_a = 100\,S_{a_1}/S_{a_2}; \qquad (18)$$

$$\text{ОПС: } \Delta S = \frac{S_{a_1}/F_a}{S_{a_2}/F_a} = S_{a_1}/S_{a_2}$$

$$\text{или } \Delta S_a = 100\,S_{a_1}/S_{a_2}. \qquad (19)$$

Анализ выражений (18) и (19) показал, что в данном случае повышение стабильности срока службы изделий по абсолютному и относительному показателям равны. Это обусловлено одинаковыми значениями математических ожиданий распределений в рассмотренных вариантах. Аналогично можно получить формулы абсолютных и относительных общих или локальных показателей стабильности для всех показателей надежности изделий.

Установлено, что уменьшение СКО показателя качества изготовления изделий, не влияющего на общие эксплуатационные показатели, повышает их показатели стабильности по надежности.

Таким образом, уменьшение СКО точности значимого размера при изготовлении не влияет на средний срок службы изделий, а смещение центра группирования на величину b обусловливает повышение среднего срока службы каждого изделия на величину kb. Управление сроком службы изделий целесообразно осуществлять смещением математического ожидания, ограничивающего его показатель качества. Для оценки надежности партии изделий и производственного уровеня предприятия целесообразно использовать показатели стабильности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Базров Б. М.** Основы технологии машиностроения / М.: Машиностроение, 2005. 736 с.
2. **Справочник** технолога машиностроителя / Под ред. А. М. Дальского, А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова и др. М.: Машиностроение, 2003. Т. 1. 912 с. Т. 2. 944 с.
3. **Суслов А. Г., Дальский А. М.** Научные основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2002. 640 с.
4. **Расулов Н. М.** Управление качеством изделия в процессе его изготовления // Вестник машиностроения. 2013. № 2. С. 83—86.
5. **Дроздов Ю. Н., Юдин Е. Г., Белов А. И.** Прикладная трибология / М.: Эко-Пресс, 2010. 604 с.
6. **Трение,** износ и смазки / Под. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.
7. **ГОСТ Р 53480—2009.** Надежность в технике. Термины и определения. М.: Стандартинформ, 2010. 27 с.
8. **ГОСТ Р 51901.3—2007.** Менеджмент риска. Руководство по менеджменту надежности. М.: Стандартинформ, 2008. 46 с.