



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

4
2015

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»

Адрес издательства:

107076, Москва, Стромынский пер., 4.

Телефон: 8-(499)-268-38-58

Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:

107076, Москва,

Колодезный пер., д. 2А.

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.

Оригинал-макет: ООО «Авансед солюшнз».

119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.

Сайт: www.aov.ru

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, **Трегубов Г.П.**, д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- Каргин П. А.** — Развитие методов проектирования зубчатых механизмов с само- торможением (обзор) 3
- Морозов В. В., Жданов А. В.** — Исследования влияния осевого угла профилей винтовых звеньев на нагрузочную способность ролико-винтовых механизмов 9
- Сигова Е. М., Доронин С. В.** — Численный параметрический анализ напряженно- деформированного состояния цилиндрической оболочки с круговым вырезом. 13
- Плекханов Ф. И.** — Влияние деформативности центральной шестерни и осей спутников планетарной передачи на распределение нагрузки в зубчатых зацеплениях 16
- Пожбелко В. И.** — Расчет предельных тяговых показателей и оптимальных габаритных параметров плоско-, кругло- и клиноременных передач 20
- Горобцов А. С., Дьяков А. С., Олейников А. С.** — Активная система пневматического поддрессирования со ступенчатым изменением жесткости 24
- Михайлов В. П., Селиваненко А. С., Базиненков А. М.** — Платформы для активной виброизоляции на основе магнитореологических эластомеров 28
- Аскаров Е. С.** — Новый кулачково-винтовой механический пресс 32
- Мамити Г. И.** — Новая расчетная силовая схема колесной машины и уравнение ее движения 35

- Kargin P. A.** — Development of design methods of tooth gear mechanisms with self-braking (overview) 3
- Morozov V. V., Zhdanov A. V.** — Research of influence of axial angle of helical segments on load capability of roller screw mechanisms 9
- Sigova E. M., Doronin S. V.** — Numerical parametric analysis of stress- deformed state of cylindrical shell with circular cutout 13
- Plekhanov F. I.** — Influence of deformability of sun gear and axes of satellites of planetary gear on load distribution in gearings 16
- Pozhbelko V. I.** — Analysis of limit traction indexes and optimal overall parameters of flat-, circular- and V-belt drives 20
- Gorobtsov A. S., D'yakov A. S., Oleynikov A. S.** — Active system of pneumatic springing with stepped stiffness variation 24
- Mikhaylov V. P., Selivanenko A. S., Bazinenkov A. M.** — Platforms for active vibration isolation on the base of magnetorheologic elastomers 28
- Askarov E. S.** — New cam-screw mechanical press 32
- Mamiti G. I.** — New analytical force diagram of wheeled vehicle and its equation of motion 35

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

- Петров О. Н., Шрам В. Г., Ковальский Б. И., Сокольников А. Н.** — Способ повышения смазывающей способности моторных масел. 37

- Petrov O. N., Shram V. G., Kovalskiy B. I., Sokolnikov A. N.** — The way to improve lubricity of engine oils 37

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

MANUFACTURING ENGINEERING

- Тескер Е. И., Сердобинцев Ю. П., Алёхин А. Г., Тескер С. Е.** — Повышение надежности неподвижных соединений лазерной модификацией сопрягаемых поверхностей 40
- Рудик Ф. Я., Скрябина Л. Ю., Ковылин А. П., Попова А. В., Володин В. В.** — Повышение износостойкости и усталостной прочности режущих инструментов перерабатывающей отрасли. 43
- Петрухин А. В., Санинский В. А., Москвичева Н. П., Кочкин М. В.** — Автоматизированный подбор комплектующих деталей при сборке многоопорного подшипникового узла ДВС 48
- Коротков В. А., Пыстогов А. А.** — Правка длинномерных цилиндрических деталей термопластическим деформированием 52
- Дмитриев А. М., Гречников Ф. В., Коробова Н. В., Толмачев Н. С.** — Использование изменения механических характеристик конструкционных углеродистых сталей при холодной объемной штамповке 54
- Яковлев А. Л., Ночовная Н. А., Алексеев Е. Б.** — Отечественные жаропрочные листовые титановые сплавы 57
- Носенко В. А., Тышкевич В. Н., Орлов С. В., Саразов А. В.** — Оптимальные условия шлифования торцевых поверхностей колец крупногабаритных подшипников 60
- Гасанли Р. К., Намазов С. Н.** — Особенности микрораспределения кремния в экономно- легированном высокопрочном чугуна 67
- Бахтияров Ш. А., Волков В. В., Абубекерова Ю. Н., Тудоска А. Г.** — Повышение эффективности алмазного контактно-эрозионного шлифования 69

- Tesker E. I., Serdobintsev Yu. P., Alekhin A. G., Tesker S. E.** — Reliability improvement of fixed joints by laser modification of mating surfaces 40
- Rudik F. Ya., Skryabina L. Yu., Kovylin A. P., Popova A. V., Volodin V. V.** — Improvement of wear resistance and fatigue strength of cutting tools of process industry 43
- Petrukhin A. V., Saninskiy V. A., Moskvicheva N. P., Kochkin M. V.** — Automated selection of component parts at assembly of multiple-seated ICE bearing unit 48
- Kortokov V. A., Pystogov A. A.** — Alignment of long-length cylindrical parts by thermoplastic deformation 52
- Dmitriev A. M., Grechnikov F. V., Korobova N. V., Tolmachev N. S.** — Application of variation of mechanical characteristics of structural carbon steels at cold die forging 54
- Yakovlev A. L., Nochovnaya N. A., Alekseev E. B.** — Domestic heat-resistant sheet titanium alloys 57
- Nosenko V. A., Tyshkevich V. N., Orlov S. V., Sarazov A. V.** — Determination of optimal grinding conditions of end surfaces of races of big bearings 60
- Hasanli R. K., Namazov S. N.** — Features of microdistribution of silicon kananyihina high-strength cast iron 67
- Bakhtiarov Sh. A., Volkov V. V., Abubekerova Yu. N., Tudoska A. G.** — Effectiveness improvement of diamond contact erosion grinding 69

Проблемы теории и практики резания материалов

Problems of theory and practice of materials cutting

- Щедрин А. В., Поляков А. О.** — Влияние металлоплакирующих смазочных материалов на процесс комбинированного прошивания отверстий 71
- Кузнецов А. П.** — Структуры процессов и оборудования для обработки резанием. Часть 3. Структуры процессов обработки резанием 76

- Shchedrin A. V., Polyakov A. O.** — Influence metalloplastic lubricants on the combined flashing holes 71
- Kuznetsov A. P.** — Structures of processes and equipment of cutting processes. Part 3. Structures of processes at cutting processing 76

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

TECHNICAL INFORMATION

- Лобанов Д. В., Ефремов И. М., Кузьмичев В. А., Лиханов А. А., Лобанова А. Н., Дивин Д. В.** — Роторно-вибрационный смеситель со двоянным трехчастотным эллиптическо-сферическим вибратором 87

- Lobanov D. V., Efremov I. M., Kuz'michev V. A., Likhanov A. A., Lobanova A. N., Divin D. V.** — Rotor and vibration mixer with binary three-frequency vibrator of elliptical-spherical type 87

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

Сдано в набор 05.02.2015. Подписано в печать 14.03.2015.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.86

П. А. КАРГИН, канд. техн. наук (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: chenna@yandex.ru

Развитие методов проектирования зубчатых механизмов с самоторможением (обзор)

Выполнен обзор отечественных и зарубежных исследовательских работ по проектированию цилиндрических зубчатых передач с повышенным КПД в тяговом режиме и с самоторможением.

Ключевые слова: зубчатая передача, зацепление, механизм с самоторможением, эвольвента, критерии самоторможения, коэффициент полезного действия, мощность.

The overview of domestic and foreign research works on design of cylindrical tooth gears with increased coefficient of efficiency in traction condition and self-braking is performed.

Keywords: tooth gear, gearing, self-braking mechanism, involute, self-braking i criteria, coefficient of efficiency, capacity.

Самотормозящимися механизмами являются механизмы, звенья которых свободно приводятся в движение предназначенным для этого входным звеном и автоматически затормаживаются при попытке приведения в движение со стороны выходного звена. Простейшими и самыми распространенными самотормозящимися механизмами являются: храповой механизм; наклонная плоскость; червячный, винтовой и клиновой механизмы [1]. Они просты, хорошо изучены, их эксплуатация не вызывает затруднений. Однако они имеют существенные недостатки: низкие надежность и долговечность их элементов, низкий КПД прямого хода и др. Поэтому продолжается поиск новых конструкций самотормозящихся механизмов с улучшенными динамическими и эксплуатационными характеристиками.

В последние десятилетия XX века ученых и конструкторов заинтересовала возможность проектирования цилиндрических зубчатых передач как самотормозящихся. Такие передачи чрезвычайно распространены в современной технике, например в редукторах, коробках скоростей, различных подъемниках, лифтах, лебедках и других зубчатых приводах. Они имеют высокий КПД, оси их колес параллельны, что облегчает компоновку привода и

машины. Для них разработаны расчеты на прочность и технологии изготовления, которые не требуют дорогого оборудования и инструмента. Данные передачи обеспечивают практически любые скорости движения и различные передаточные отношения.

Обзор работ по зубчатым передачам с самоторможением в зацеплениях

Одними из первых значимых работ, посвященных анализу зависимостей силовых параметров в цилиндрической зубчатой паре, были статьи Л. Н. Решетова [2, 3], в которых он рассматривал потери мощности и КПД зубчатой передачи с учетом только сил трения между зубьями взаимодействующих колес.

Позже, используя полученные Л. Н. Решетовым зависимости (в частности, понятие полюса давления), авторы работы [4] определили условия, при которых КПД эвольвентной зубчатой передачи становится отрицательным, что считалось признаком наступления режима самоторможения передачи. В промежуточном положении зубьев при угле зацепления $\alpha_w = 68^\circ$ и коэффициенте трения между зубьями $f = 0,4$ при ведущей шестерне в передаче, выполненной как заплоская, расчетный мгновенный КПД составил 0,73. Передача была выполнена в металле как сдвоенная, с двумя зубчатыми венцами на каждом валу, чтобы обеспечить необходимый коэффициент перекрытия больше 1. Результаты экспериментальных исследований данной передачи в работе не приведены.

Подобное теоретическое исследование было выполнено в работе [5], в которой проанализированы условия самоторможения в зубчатых зацеплениях с перекрещивающимися осями как общего случая передачи движения. Также рассматривались силы трения между взаимодействующими зубьями в соответствии с законом Амонтона, т. е. при постоянном коэффициенте трения. Получены упрощенные зависимости для КПД зацепления по методу Л. Н. Решетова, причем силы трения качения

между зубьями и трение в опорах зубчатых колес не учитывались. Выведено условие самоторможения прямого хода в тяговом режиме, равносильное тому, что мгновенный КПД в зацеплении равен нулю или меньше нуля, а также условие для КПД обратного хода и самоторможения при этом. Экспериментальные исследования не проводились.

Оригинальные идеи относительно получения эффекта самоторможения посредством цилиндрической зубчатой передачи были приведены в монографии Э. Б. Булгакова [6], который предложил использовать для этой цели эвольвентные зубчатые колеса с несимметричными профилями зубьев и обеспечить самоторможение посредством профилей с большими углами зацепления. Детального описания способа использования этой идеи в работе нет, трение в опорах передачи не рассматривалось.

Уже в XXI в. была опубликована работа [7], в которой проанализированы основные исследования, посвященные самотормозящимся механизмам (в основном зубчатым), рассмотрены и классифицированы критерии их самоторможения, предложен способ оценки надежности самоторможения цилиндрических зубчатых передач вероятностным методом. В качестве примера при стандартном угле профиля зуба в нормальном сечении $\alpha = 20^\circ$ найден необходимый для самоторможения угол наклона зубьев косозубых колес передачи, который составил $82^\circ 50'$ (применяемые в приводах косозубые колеса имеют угол наклона зубьев $25 \div 40^\circ$ [8]).

Исследования самотормозящихся цилиндрических зубчатых передач проводились и за рубежом. Остановимся подробнее на наиболее значимом из них. В 2010 г. в США была опубликована обстоятельная исследовательская работа, в которой описаны теоретические исследования геометрии зубьев данных передач, а также приведены определенные на специальном стенде их некоторые динамические характеристики [9]. Выполнен краткий обзор работ по самоторможению зубчатых передач, рассмотрены условия самоторможения, причем аналогично работе [4] учитывали только трение зубьев между собой. Полученные конфигурации зубьев самотормозящихся эвольвентных передач с симметричными прямыми зубьями можно охарактеризовать как неконструктивные. Поэтому были применены зубья с несимметричными профилями. Коэффициенты трения между зубьями в диапазоне $f = 0,1 \div 0,3$ позволяют использовать углы зацепления $75 \div 85^\circ$. Такая геометрия зубьев обеспечивает коэффициент торцевого перекрытия, равный $0,4 \div 0,6$, что неприемлемо. Поэтому зубчатые колеса выполнены косозубыми (винтовыми) с углом наклона винтовой линии зубьев на начальном цилиндре, равным 75° . Согласно результатам испытаний данной передачи на стенде средний КПД пря-

мого хода составил более 0,85. Это чрезвычайно высокое значение для передач с большим углом наклона зубьев.

Большое внимание к возможным сферам применения в технике самотормозящихся цилиндрических передач увеличивает значимость этой работы.

Методологические проблемы проектирования самотормозящихся механизмов

К существенным препятствиям в успешной разработке схем и проектировании зубчатых механизмов с самоторможением, можно, по мнению автора, отнести следующие методологические проблемы.

1. Отсутствие четкого, общепризнанного критерия самоторможения механизма и запаса по самоторможению. Этот аспект подробно проанализирован в работах, опубликованных только два-три десятилетия назад [7, 10]. В подавляющем большинстве работ прошлого века в качестве критерия самоторможения механизма принимали его КПД [1–5, 11]. При этом считалось, что торможение наступает в той фазе движения механизма, в которой КПД принимает нулевое или отрицательное значение. Такой подход был у основоположника теории механизмов и машин И. И. Артоболевского [12], поддержанный и другими авторами. Однако в последние десятилетия опубликованы работы, в которых этот критерий признается некорректным, не имеющим физического смысла, так как при полном затормаживании никакой работы механизм не совершает [7, 10]. Не опровергая последнего бесспорного факта, автор данного обзора все-таки поддерживает принятие КПД в качестве критерия самоторможения механизма по следующим причинам.

При расчете КПД механизма в любых режимах движения используются соответствующие значения работ или мощностей движущих сил и сил полезного сопротивления. При этом в режиме торможения для расчета используются параметры не реального движения, которого в этом режиме нет, а условно возможные, т. е. виртуальные. Такой прием в теоретической механике методически оправдан и широко применяется. Этим способом успешно решаются различные практические задачи о равновесии механических систем, т. е. принцип возможных перемещений дает общий метод решения задач статики [13]. Теоретическая механика наряду с уравнениями, вытекающими непосредственно из законов Ньютона, использует так называемые принципы механики, которые приводят к более эффективным методам решения задач. Здесь уместно вспомнить принцип Даламбера, который задачу динамики моделирует как статическое состояние механической системы.

Таким образом, использование КПД при анализе всех режимов движения самотормозящегося механизма, по мнению автора, вполне допустимо, а

его абсолютное значение в режиме самоторможения может характеризовать запас по самоторможению.

2. Серьезный методический пробел в проанализированных работах: подход к разработке конструкций самотормозящихся зубчатых механизмов ограничивался анализом зацепления зубьев зубчатой пары. Следовало бы самотормозящийся механизм рассматривать как механическую систему, в которой положение и движение каждого звена зависят от положения и движения всех остальных звеньев [13]. Системный подход часто приводит к новым эффективным решениям. В данном случае сужение области поиска решений рассмотрением только зацепления зубьев ограничивает синтез новых эффективных механизмов.

3. Недостаточно широкий круг рассматриваемых вопросов при разработке конструкций самотормозящихся передач. Так, рассматривая параметры зацепления, авторы разработок не исследуют геометрию зубьев колес, необходимых для такого зацепления. Остаются неизученными такие факторы, как коэффициент перекрытия, заострение зубьев, подрез и срез зубьев, технологичность зубчатых колес и т. д., без знания которых нельзя изготовить эти зацепления. Не выполняются передачи в натуральном виде или хотя бы в виде действующих моделей. Часто остаются неисследованными основные характеристики предложенных новых передач: КПД прямого хода, реальное самоторможение при обратном ходе. Если же такие данные приведены, то не описаны или недостаточно описаны условия экспериментов: материалы зубчатых пар, применяемый смазочный материал, коэффициенты трения и т. д. Такие недоработки сдерживают реализацию передач в машинах.

Анализ работ, учитывающих трение в кинематических парах зубчатого механизма

Сначала при конструировании самотормозящихся цилиндрических зубчатых механизмов конструкторы пытались добиться поставленной цели изменением только сил трения взаимодействующих зубьев. Одной из первых работ, в которой описывались все существенные потери мощности в зубчатой эвольвентной передаче и ее КПД, была монография В. А. Гавриленко [14]. В ней определялись потери мощности в зацеплении зубьев, в опорах валов зубчатых колес и потери от разбрызгивания и перемешивания смазочного материала. Кроме того, отмечалось, что коэффициент трения скольжения между зубьями не постоянен — изменяется по линии зацепления. Приведены аналитические зависимости для определения мгновенного КПД эвольвентной передачи при одно- и двухпарном зацеплении. С использованием этих зависимостей в работе [15] определены мгновенные КПД и

потери мощности эвольвентного зацепления с учетом двухпарности зацепления и переменности коэффициента трения в точках по линии зацепления. Однако задача достижения самоторможения передачи в работах [14, 15] еще не ставилась.

Объемные аналитические исследования по самоторможению эвольвентной цилиндрической прямозубой передачи выполнены в работе [11] — рассмотрены КПД и потери в зацеплениях зубьев в виде сил трения скольжения, моментов трения качения зубьев и моментов трения в опорах зубчатых колес. Однако одно- и двухпарность зацепления в работе не учитывались, а все коэффициенты трения в кинематических парах считались постоянными. Названная работа, несомненно, имеет научную ценность, на нее делались ссылки в более поздних работах, и именно поэтому проанализируем подробнее, чем в других работах, полученные в работе [11] результаты и оценим достоверность сделанных в ней выводов.

Основной задачей исследований автор работы [11] поставил определение параметров эвольвентной передачи, обеспечивающих при прямом ходе привода КПД больше 0,5 (КПД широко применяемой самотормозящейся червячной передачи всегда меньше 0,5), а при обратном ходе — ее самоторможение (например, при подъеме и вывешивании груза). Было верно установлено, что наилучшие условия для самоторможения имеет передача с расположением активного участка линии зацепления в заполюсной зоне (отметим, что такая геометрия передачи возможна только при большом суммарном числе зубьев).

Численный анализ представленных в работе [11] зависимостей выполним для зубчатой эвольвентной передачи с параметрами: модуль $m = 10$ мм; число зубьев шестерни $z_1 = 22$, число зубьев зубчатого колеса $z_2 = 50$; коэффициенты смещений шестерни $x_1 = +1,1$; зубчатого колеса $x_2 = -1,6$; зуборезный инструмент — стандартный реечный. Для дальнейших расчетов был выполнен геометрический расчет такой заполюсной передачи и построена схема зоны зацепления зубьев этой передачи с соблюдением линейных пропорций (рис. 1).

Проверим, удалось ли автору работы [11] решить поставленную задачу.

1. Определим мгновенный КПД при прямом ходе механизма в точках B_1 и B_2 линии зацепления (см. рис. 1) по формуле [11]

$$\eta_{12} = \frac{1 - (k + \rho_2 \sqrt{1 + f^2} + fl) / r_{b2} (1 + f \operatorname{tg} \alpha_w)}{1 + (k + \rho_1 \sqrt{1 + f^2} + fl) / r_{b1} (1 + f \operatorname{tg} \alpha_w)}, \quad (1)$$

где k — коэффициент трения качения зубьев; ρ_1 , ρ_2 — радиусы окружностей трения опор зубчатых

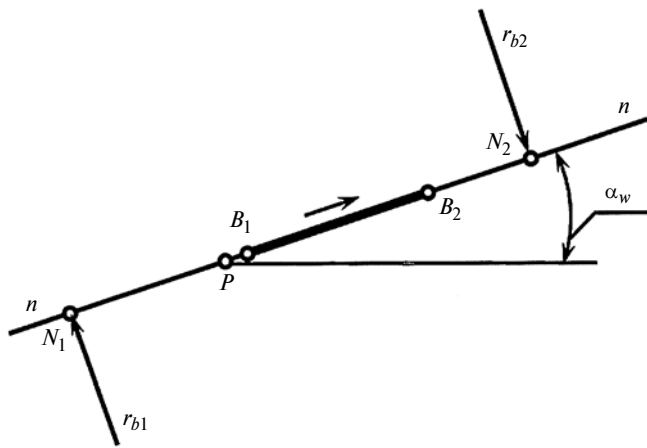


Рис. 1. Схема зоны зацепления зубьев запольсусной эвольвентной передачи с параметрами:

$z_1 = 22$; $z_2 = 50$; $x_1 = 1,1$; $x_2 = -1,6$; $\alpha_w = 17,48^\circ$

колес; f — коэффициент трения скольжения зубьев; l — расстояние от расчетной точки контакта (B_1 или B_2) до полюса P зацепления; r_{b1} , r_{b2} — радиусы основных окружностей профилей зубьев; α_w — угол зацепления передачи.

На основании данных работы [16] и геометрии зубчатых колес принимаем: $k = 0,001$ мм; $\rho_1 = f'r_1 = 0,06$ мм, $\rho_2 = f'r_2 = 0,1$ мм, где r_1 , r_2 — радиусы цапф валов, f' — приведенный коэффициент трения подшипников опор; $f = 0,05$; $\alpha_w = 17,48^\circ$; $l_{B_1} = 6$ мм; $l_{B_2} = 47,1$ мм.

Подставив принятые значения в формулу (1), получим: $\eta_{12} = 0,995$ для точки B_1 и $\eta_{12} = 0,968$ для точки B_2 . Результаты расчетов близки к опубликованным ранее данным и их соотношение корректно: в точке B_1 , где осуществляется почти чистое качение профилей, КПД заметно выше, чем в удаленной от полюса точке B_2 .

2. Проверим соблюдение условия самоторможения при обратном вращении привода под действием подвешенного груза по формуле [11]

$$k + \rho_1 \sqrt{1 + f^2} + fl \geq r_{O_1} (1 - ftg\alpha_w). \quad (2)$$

Подставив значения в формулу (2), получим: для точки B_2 левая часть неравенства (2) равна 2,416, правая — 101,74; для точки B_1 левая часть — 0,361, правая — 101,74, т. е. условие самоторможения в точках B_1 и B_2 не соблюдается даже при запольсусной передаче. Автор работы [11] признал, что получить самоторможение в цилиндрической зубчатой передаче весьма затруднительно. Такой же вывод сделан в работе [17] относительно цилиндрических зубчатых передач с неподвижными осями зубчатых колес и рекомендуемыми к использованию геометрическими параметрами и коэффициентами трения.

Для ясности зададимся вопросом: каким должен быть коэффициент трения скольжения между зубьями, чтобы самоторможение произошло? Расчетами по уравнениям (1) и (2) установлено, что при $f = 1,3$ самоторможение при обратном ходе механизма будет достигнуто только в фазе зацепления точки B_2 , а мгновенный КПД в этой точке составит 0,573. Для достижения же самоторможения и в точке B_1 необходим коэффициент трения $f = 2,68$, а КПД механизма при прямом ходе составит 0,926. Таких больших коэффициентов трения в зацеплении зубьев реально достичь невозможно. Для справки приведем данные из работы [18]: при обработке резанием образца из стали 35 при разной толщине стружки достигаются коэффициенты трения $f = 0,7 \div 1,3$; $1,3 \div 1,6$ и т. д. При этом резание сопровождается заеданиями, задирами, выцарапыванием или вырыванием, что для зубьев зубчатых колес совершенно недопустимо.

Подытожим результаты анализа возможностей достижения высокого КПД прямого хода и самоторможения цилиндрических зубчатых передач при обратном ходе под действием только сил трения между зубьями: для решения этой задачи необходимы принципиально новые конструктивные решения.

Альтернативные конструкции самотормозящихся зубчатых передач

Одними из последних оригинальных конструкций зубчатых приводов с самоторможением являются цилиндрические самотормозящиеся передачи (ЦСП) [19], косозубые колеса которых имеют очень большие углы наклона зубьев, что делает их близкими к винтам или червякам. Для формирования зубьев предложено использовать эвольвентные профили с запольсусным зацеплением. По утверждению автора работы [19], такие передачи должны обладать повышенным КПД прямого хода (приблизительно в 2 раза выше, чем у самотормозящейся червячной передачи) и самотормозиться при обратном ходе привода. Для этого углы наклона зубьев должны быть не менее 80° . Следствием больших углов наклона зубьев является существенное увеличение осевых составляющих сил, действующих в зацеплении (практикой установлен предельный угол наклона зубьев в обычных передачах, который составляет 45°). К сожалению, в работе не приводятся ни фотографии данных передач, ни технические условия упомянутых в работе их успешных испытаний, однако получено авторское свидетельство на изобретение [20].

Разработка конструкции ЦСП была продолжена в работе [21], в которой, как и в работах [19, 20], не учитывались трение в опорах передачи и другие потери мощности, а следовательно, самоторможение должно осуществляться только под действием сил

трения зубьев в зацеплении. Основные параметры рассмотренной в работе [21] передачи: числа зубьев $z_1 = 1$ и $z_2 = 10$, угол наклона зубьев $81^\circ 40'$, угол профиля в торцевом сечении зубьев $\alpha_t = 68^\circ 17'$, передача — равносмещенная ($x = 3,46$). Недостатки конструкции: возрастает люфт в зацеплении; резко увеличиваются осевые усилия, из-за которых ЦСП необходимо выполнять шевронными, что может привести к существенному удорожанию привода. При этом осевые нагрузки, замкнувшись на зубчатой паре, все равно создадут силы трения между контактирующими зубьями, определяемые передаваемой мощностью и углом наклона зубьев. Большие углы наклона приведут к повышенным силам трения и снижению КПД прямого хода привода.

Одним из авторов работы [21] получен патент [22] на цилиндрическую зубчатую передачу, которая имеет небольшие отличия от ЦСП, представленной в работе [21]. Цель данного изобретения — повышение КПД передачи по сравнению с КПД ранее описанных конструкций "путем учета не учитываемых ранее сил трения качения, вращения в зацеплении и трения в опорах" (по мнению автора настоящей статьи, после учета этих вредных потерь расчетный КПД передачи должен непременно снизиться). Реальных сведений о конструкциях ЦСП и их испытаниях нет и в работах [21 и 22].

Анализ публикаций о новой конструкции самотормозящихся зубчатых передач с большим КПД прямого хода показал, что доступные сегодня для изучения материалы о таких передачах не позволяют сделать однозначный вывод об их перспективности.

Автором данной статьи работа по созданию самотормозящихся механизмов была начата в 2006 г., когда в статье [23] была предложена новая схема привода для грузоподъемных машин с самоторможением при обратном ходе, которая отличается следующим:

1) в приводе применяется специальная зубчатая цилиндрическая передача с несимметричными профилями зубьев: одни профили используются при тяговом режиме привода, другие — для торможения привода при обратном вращении зубчатого колеса под действием веса поднятого груза;

2) для получения основного тормозящего момента в приводе используются опоры скольжения вала;

3) для введения в контакт необходимых профилей зубьев в схему привода включен механизм реверса с автоматическим или ручным управлением.

Позже была спроектирована, изготовлена и испытана зубчатая эвольвентная передача с несимметричными профилями зубьев [24] (рис. 2), для чего были рассчитаны геометрические параметры зубчатых колес с такими зубьями для углов зацепления 20 и 80° (коэффициент асимметрии $K = 5,41$). Для расчета режима самоторможения использован известный метод круга трения [25]. Чтобы полу-

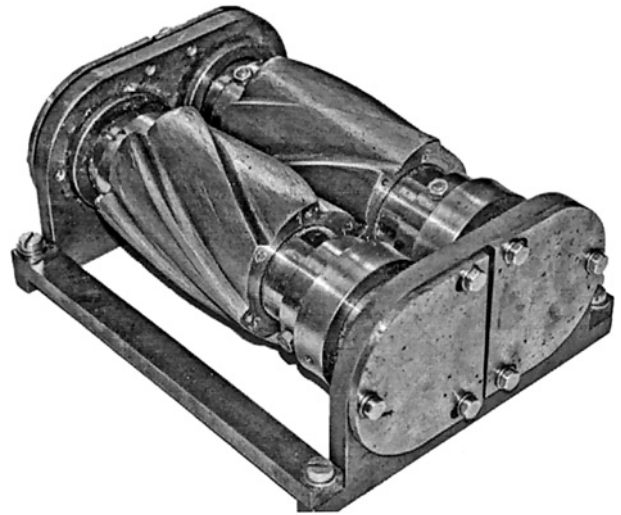


Рис. 2. Демонстрационный стенд с передачей с несимметричными профилями зубьев с параметрами:

$z_1 = z_2 = 6$; $\alpha_w = 20^\circ$; $\alpha_w^* = 80^\circ$; $\beta = 25^\circ$; $\varepsilon = 1,73$; $\varepsilon^* = 1,75$; $a_w = 75$ мм

чить необходимый коэффициент перекрытия передачи, цилиндрические колеса выполнены косозубыми с углами наклона зубьев 25° . Торможение при обратном вращении осуществляется в подшипниках скольжения с вкладышами (сталь по чугуну, приведенный коэффициент трения $f = 0,27$). Геометрические параметры зубьев были рассчитаны без использования параметров исходного контура (позже такой метод расчета назвали "прямым проектированием" [9]). Зубчатые колеса передачи были изготовлены слесарным способом, но можно их изготовить и с использованием специальной дисковой фрезы методом копирования [14].

Испытание на специально собранном стенде показало свободное вращение привода при участии в работе профилей зубьев с углом зацепления 20° и надежное самоторможение при нагрузке и контакте профилей с углом зацепления 80° . При прямом ходе КПД не определяли. В этом не было необходимости, так как при использовании в приводе давно применяемых элементов его общий КПД можно достаточно надежно рассчитать аналитически. В последующих работах, например в работе [26], осуществлен синтез переходной кривой ножек зубьев колеса с несимметричными профилями, что необходимо для его проектирования и изготовления.

В работе [27], возвращаясь к схеме привода, предложенной в работе [23], автор выполнил численный анализ потерь мощности и КПД данного привода. В расчетах использованы КПД: двухступенчатого планетарного редуктора (0,964), зубчатого реверсора (0,922), передачи с несимметричными косыми зубьями в опорах скольжения (0,94). В итоге общий КПД привода составил 0,835, что оказалось в 2 раза выше, чем у подобного привода с самотормозящейся червячной передачей.

В работе [16] также численным методом исследована эффективность предложенного привода применительно к грузоподъемной машине. Более полно исследованы силы трения в кинематических парах ее привода по принципу системного подхода и учета силовых взаимосвязей узлов. В качестве критерия оценки эффективности привода выбран КПД. Определены все необходимые для силового расчета параметры привода: линейные размеры конструктивных элементов, активные силы и углы их действия, средние коэффициенты трения в кинематических парах (по справочным данным).

Для определения сил трения в кинематических парах привода использован метод кинетостатического расчета с применением способа последовательных приближений (оказалось, что достаточно второго приближения). Далее были выполнены силовые расчеты валов привода, найдены реакции в кинематических парах, моменты сил на валах. В итоге КПД работы двух основных валов в совокупности в тяговом режиме составил 0,813, а при полном учете потерь в узлах всего привода — 0,722. В режиме обратного хода КПД вращения совместно двух валов привода составил $-0,14$, что свидетельствует о самоторможении привода и запасе самоторможения $\approx 14\%$.

Был предложен и исследован привод для грузоподъемной машины, который, несмотря на некоторое усложнение конструкции по сравнению с применяемыми в машинах малой и средней грузоподъемности приводами, имеет большой КПД, самотормозится при обратном ходе (надежно вывешивает поднятый груз) и так как составлен из давно испытанных, долговечных и надежных элементов, должен обладать большим ресурсом работы, чем применяемые сегодня приводы.

Представленный обзор работ по проектированию самотормозящихся зубчатых механизмов свидетельствует о том, что исследователей привлекали высокий КПД зубчатых механизмов и компактность приводов при использовании цилиндрических передач. Большое число работ было посвящено исследованию трения в зубчатых передачах, были предложены десятки конструкций с самоторможением, однако и сегодня (по известным автору сведениям) еще не созданы зубчатые цилиндрические самотормозящиеся передачи, полностью удовлетворяющие требованиям современного машиностроения и принятые к эксплуатации. Работы в этом направлении продолжают.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Турпаев А. И. Самотормозящиеся механизмы. М.: Машиностроение, 1976. 208 с.

2. Решетов Л. Н. Определение КПД планетарных механизмов // Тр. МВТУ. Вып. 59/3. 1940. С. 30—38.

3. Решетов Л. Н. Трение в зубцах с эвольвентным зацеплением // Тр. семинара по теории механизмов и машин. М.: Изд-во АН СССР, 1947. Т. 1. Вып. 2. С. 15—21.

4. Мюнстер М. С., Царев Г. В. Самотормозящиеся и заклинивающиеся цилиндрические зубчатые передачи // Тр. Ташкентского политехнического института. 1968. Вып. № 30. С. 3—6.

5. Панюхин В. И. Условия самоторможения в зацеплениях механических передач // Изв. вузов. Машиностроение. 1979. № 11. С. 34—37.

6. Вулгаков Э. Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. М.: Машиностроение, 1995. 320 с.

7. Тимофеев Г. А., Панюхин В. В. Анализ критериев самоторможения // Вестник машиностроения. 2002. № 9. С. 3—8.

8. Артоболевский С. И. Теория механизмов и машин. М.: Высшая школа, 1965. 367 с.

9. Kargin P. A. Transition Curve of Involute Gear Teeth With Asymmetrik Profiles // Russian Engineering Research. 2011. V. 31. № 3. P. 200—202.

10. Теория механизмов и машин: Учебник для втузов / Л. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.; под ред. К. В. Фролова. М.: Высшая школа, 1987. 496 с.

11. Исхаков Т. Г. Самоторможение в зубчатых механизмах // Тр. Казанского авиационного ин-та им. А. Н. Туполева. 1969. Вып. 105. С. 3—15.

12. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975. 638 с.

13. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа. 2002. 416 с.

14. Гавриленко В. А. Зубчатые передачи в машиностроении М.: Машиностроение, 1962. 531 с.

15. Каргин П. А. КПД и потери мощности эвольвентного зацепления // Вестник машиностроения. 2012. № 7. С. 10—12.

16. Каргин П. А. Исследование динамических свойств привода с самоторможением для грузоподъемных машин // Вестник машиностроения. 2013. № 8. С. 16—21.

17. Bottcher S., Sierig G. Selbsthemmung an Zahnradgetrieben // Konstruktion. 1969. Bd. 21. № 11. S. 421—427.

18. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения. М.: Машиностроение. 1955. 188 с.

19. Панюхин В. И. Самотормозящиеся зубчатые передачи // Вестник машиностроения. 1979. № 2. С. 22—24.

20. А. с. 804953 СССР: МКИ³ F16 H 1/18. Цилиндрическая зубчатая передача.

21. Тимофеев Г. А., Панюхин В. В. Эвольвентные самотормозящиеся передачи равносмещенного зацепления // Элементы и устройства робототехнических систем: Межвузовский сборник. М.: [Б. и.], 1988. С. 89—92.

22. Пат. 1479765 Рос. Федерации: МКИ⁴ F16 H1/18. Цилиндрическая зубчатая передача.

23. Каргин П. А. Синтез новой схемы самотормозящегося зубчатого привода // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Техн. науки. 2006. № 1. С. 96, 97.

24. Каргин П. А. Проектирование и испытание самотормозящейся зубчатой передачи // Вестник машиностроения. 2008. № 12. С. 3—6.

25. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 583 с.

26. Kapelevich A. L., Taya E. Self — locking Gears: Design and Potential Applications // American Gear Manufacturers Association. 2010. October. P. 2—8.

27. Каргин П. А. Самотормозящийся привод с высоким КПД для грузоподъемных машин // Вестник машиностроения. 2011. № 5. С. 42—44.

Исследования влияния осевого угла профилей винтовых звеньев на нагрузочную способность роliko-винтовых механизмов

Исследовано влияние осевого угла профилей винтовых звеньев на жесткость роliko-винтовых механизмов (РВМ). Установлено, что контактную выносливость РВМ определяют осевой угол профиля и форма сопряженных поверхностей.

Ключевые слова: роliko-винтовой механизм, жесткость, контактное напряжение, осевой угол.

The influence of axial angle of profiles of helical segments on stiffness of roller screw mechanism (RSM) is investigated. It is found, that axial angle of profile and shape of conjugate surfaces determine contact durability of RSM.

Keywords: roller screw mechanism, stiffness, contact stress, axial angle.

Для преобразования вращательного движения в поступательное в следящих приводах различного назначения применяют роliko-винтовые механизмы (РВМ) [1, 2], состоящие из винта 1, гайки 2 и резьбовых роликoв 3, установленных в сепараторах 5 и совершающих планетарное движение вокруг винта (рис. 1). На концах роликoв нарезаны прямые зубья, которые входят в зацепление с зубчатыми венцами 4, закрепленными в гайке 2.

РВМ отличаются большой нагрузочной способностью и жесткостью, в 2–3 раза большей, чем у шарико-винтовых механизмов. Это обеспечивается большим числом точек контакта (до 500) в резьбовых сопряжениях. При этом для снижения массогабаритных параметров РВМ и улучшения их динамических показателей следует повысить нагрузочную способность исполнительных механизмов с учетом того, что увеличение размеров передачи приводит к ухудшению частотных характеристик привода, т. е. при решении поставленной задачи необходимо найти способы повышения этих характеристик изменением параметров сопряженных поверхностей.

В РВМ, нагруженном внешней осевой силой и крутящим моментом от приводного двигателя, возникают напряжения изгиба витков резьбы и поверхностные напряжения в их сопряжении. Согласно анализу работы витка резьбы РВМ и экспериментальным данным, его изгиб подобен изгибу и срезу витка шарико-винтовых передач. При этом необходимо иметь в виду, что с увеличением осевого угла α_x профиля витка его напряжения изгиба уменьшаются и при $\alpha_x = 45^\circ$, что, как правило, имеет место в РВМ, ими можно пренебречь. Учитывая это, за критерий работоспособности сопря-

женных винтовых поверхностей в РВМ можно принять контактную выносливость.

Наибольшее контактное напряжение при сжатии витков определяется формулой Герца [3]:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E}{b \rho_{\text{пр}}}}, \quad (1)$$

где F_n — нормальное усилие, приходящееся на один виток резьбы; E — приведенный модуль упругости; b — длина линии контакта; $\rho_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны сопряженных поверхностей.

Из двух резьбовых зацеплений РВМ — винта с роликoми и роликoв с гайкой — при определении контактных напряжений в качестве расчетного необходимо принять первое, так как оно имеет меньшее значение приведенного радиуса кривизны.

Анализ формулы (1) показал, что контактную выносливость определяют, главным образом, осевой угол профиля и форма сопряженных поверхностей.

Для обеспечения снижения массогабаритных параметров и повышения динамических показателей РВМ необходимо исследовать возможности повышения нагрузочной способности РВМ.

Рассмотрим сопряжение резьб РВМ как разновидность цилиндрических косозубых зацеплений с большим углом наклона зубьев. В таких передачах наибольшее применение находят эвольвентные профили зубьев сопряженных звеньев, имеющие ряд эксплуатационных преимуществ.

При варьировании угла профиля зубьев в формуле (1) при прочих равных условиях изменяются три параметра: нормальное усилие F_n в зацеплении, длина b линии контакта и приведенный радиус $\rho_{\text{пр}}$ кривизны. Проанализируем зависимость каждого из этих параметров от осевого угла α_x профиля винтовых зубьев.

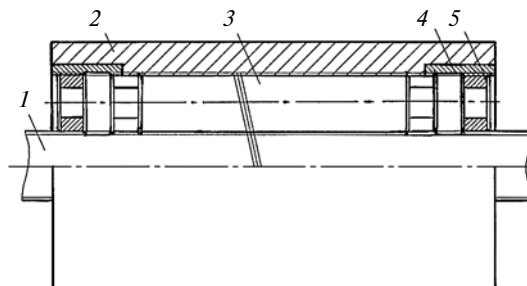


Рис. 1. Роliko-винтовой механизм следящего привода

В соответствии со схемой винтовых зацеплений РВМ первого типа [4] уравнение равновесия винта в тяговом режиме прямого хода имеет вид:

$$M_1 = r_{B1} F_{12}^n \sin \gamma (k_{12} - 1), \quad (2)$$

где M_1 — крутящий момент, приложенный к входному звену; F_{12}^n — нормальное усилие в сопряжении винта и роликов; k_{12} — параметр трения винта; γ — угол отклонения нормали в зацеплении от оси вращения [4].

Из формулы (2) находим:

$$F_{12}^n = \frac{M_1}{r_{B1} \sin \gamma (k_{12} - 1)}. \quad (3)$$

С учетом только трения скольжения в зацеплении винта и роликов формула (3) принимает вид:

$$F_{12}^n = \frac{M_1}{r_{B1} [f \cos \alpha_{t1} \cos \theta \sin (\alpha_{t1} - \delta) - \sin \gamma]}, \quad (4)$$

где f — коэффициент трения скольжения в зацеплении винта и роликов; α_{t1} — торцевой угол профиля нарезки винта; δ — угол между направлениями проекций сил трения и касательной в точке контакта винта и ролика; r_{B1} — радиус основной окружности винта.

Для РВМ второго типа при $\delta < \alpha_{t1}$ аналогично получим:

$$F_{12}^n = \frac{M_1}{r_{B1} \sin \gamma (1 - k_{12})};$$

$$F_{12}^n = \frac{M_1}{r_{B1} [\sin \gamma - f \cos \alpha_{ta1} \cos \theta \sin (\alpha_{ta1} - \delta)]};$$

где α_{ta1} и α_{ta2} — торцевые углы профилей винта и роликов на окружностях вершин.

для РВМ второго типа при $\delta > \alpha_{t1}$ и РВМ третьего типа имеем:

$$F_{12}^n = \frac{M_1}{r_{B1} \sin \gamma (1 + k_{12})};$$

$$F_{12}^n = \frac{M_1}{r_{B1} [\sin \gamma + f \cos \alpha_{ta1} \cos \theta \sin (\alpha_{ta1} - \delta)]}.$$

При числе m роликов и числе q витков винта, одновременно находящихся в зацеплении, нормальное усилие F_n , приходящееся на один виток, составит

$$F_n = \frac{F_{12}^n}{\phi m q}, \quad (5)$$

где ϕ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам.

Подставив формулу (3) в выражение (5), получим:

$$F_n = \frac{M_1 B}{\phi m q},$$

где $B = B(\alpha_x)$ — параметр, учитывающий влияние осевого угла профиля на нормальное усилие.

Параметр B определяется выражениями:

для РВМ первого типа:

$$B = \frac{1}{r_{B1} \sin \gamma (k_{12} - 1)}; \quad (6)$$

для РВМ второго типа при $\delta < \alpha_{t1}$:

$$B = \frac{1}{r_{B1} \sin \gamma (1 - k_{12})}, \quad (7)$$

для РВМ второго типа при $\delta > \alpha_{t1}$ и РВМ третьего типа:

$$B = \frac{1}{r_{B1} \sin \gamma (1 + k_{12})}. \quad (8)$$

Если учитывать только трение скольжения в зацеплении винта и роликов, формулы (6), (7) и (8) примут соответственно вид:

$$B = \frac{1}{r_{B1} [f \cos \alpha_{ta1} \cos \theta \sin (\alpha_{ta1} - \delta) - \sin \gamma]};$$

$$B = \frac{1}{r_{B1} [\sin \gamma - f \cos \alpha_{ta1} \cos \theta \sin (\alpha_{ta1} - \delta)]};$$

$$B = \frac{1}{r_{B1} [\sin \gamma + f \cos \alpha_{ta1} \cos \theta \sin (\alpha_{ta1} - \delta)]}.$$

Из рис. 2, а следует, что торцевую проекцию активного участка линии зацепления для РВМ первого типа можно представить выражением

$$\begin{aligned} B_1 B_2 &= P B_2 - P B_1 = \\ &= N_1 B_2 - N_1 P = (N_2 P - N_2 B_1) = \\ &= r_{B1} (\operatorname{tg} \alpha_{ta1} - \operatorname{tg} \alpha_{tw}) - r_{B2} (\operatorname{tg} \alpha_{tw} - \operatorname{tg} \alpha_{ta2}), \end{aligned}$$

где r_{B2} — радиус основной окружности нарезки ролика; α_{tw} — торцевой угол зацепления.

Полная длина контактной линии одного витка составит:

$$\begin{aligned} b &= \frac{B_1 B_2}{\sin \beta_B} = \frac{1}{\sin \beta_B} [r_{B1} (\operatorname{tg} \alpha_{ta1} - \operatorname{tg} \alpha_{tw}) - \\ &\quad - r_{B2} (\operatorname{tg} \alpha_{tw} - \operatorname{tg} \alpha_{ta2})], \end{aligned}$$

где β_B — угол наклона витка к оси вращения на окружности основного диаметра.

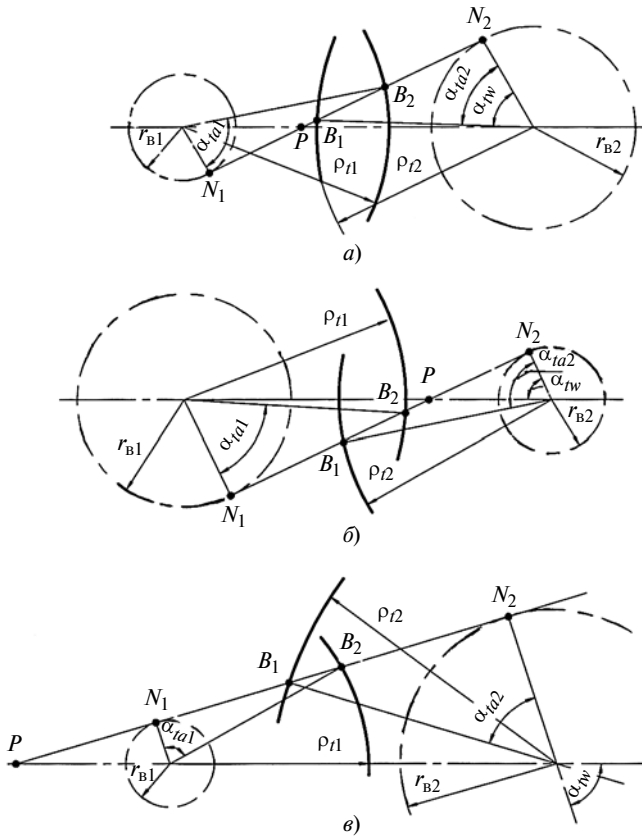


Рис. 2. Схемы зацеплений с эвольвентным профилем зубьев в РВМ первого (а), второго (б) и третьего (в) типов [2]

Аналогично для РВМ второго типа (рис. 2, б) получим:

$$B_1 B_2 = PB_1 - PB_2 = N_2 B_1 - N_2 P - (N_1 P - N_1 B_2) = r_{B2}(\operatorname{tg}\alpha_{ta2} - \operatorname{tg}\alpha_{tw}) - r_{B1}(\operatorname{tg}\alpha_{tw} - \operatorname{tg}\alpha_{ta1});$$

$$b = \frac{1}{\sin\beta_B} [r_{B2}(\operatorname{tg}\alpha_{ta2} - \operatorname{tg}\alpha_{tw}) - r_{B2}(\operatorname{tg}\alpha_{tw} - \operatorname{tg}\alpha_{ta1})].$$

Для РВМ третьего типа (рис. 2, в) получим:

$$B_1 B_2 = PB_2 - PB_1 = PN_1 + N_1 B_2 - (PN_2 - B_1 N_2) = r_{B1}(\operatorname{tg}\alpha_{tw} - \operatorname{tg}\alpha_{ta1}) - r_{B2}(\operatorname{tg}\alpha_w - \operatorname{tg}\alpha_{ta2});$$

$$b = \frac{1}{\sin\beta_B} [r_{B1}(\operatorname{tg}\alpha_{tw} - \operatorname{tg}\alpha_{ta1}) - r_{B2}(\operatorname{tg}\alpha_w - \operatorname{tg}\alpha_{ta2})].$$

Радиусы кривизны эвольвент сопряженных профилей различны для разных точек контактной линии, поэтому в качестве расчетной приняты усредненные радиусы кривизны, соответствующие радиусам на рабочих окружностях.

Приведенный радиус $\rho_{\text{пр}}$ кривизны внешнего эвольвентного зацепления определяется формулой

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_{n1}} + \frac{1}{\rho_{n2}}, \quad (9)$$

где ρ_{n1} , ρ_{n2} — радиусы кривизны соответственно винта и ролика, гайки.

В соответствии с теоремой Менье эти радиусы можно выразить через радиусы ρ_{f1} и ρ_{f2} кривизны в торцевом сечении:

$$\left. \begin{aligned} \rho_{n1} &= \frac{\rho_{f1}}{\cos\beta_B}; \\ \rho_{n2} &= \frac{\rho_{f2}}{\cos\beta_B}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Из схемы зацепления (см. рис. 2) имеем:

$$\left. \begin{aligned} \rho_{f1} &= r_{B1} \operatorname{tg}\alpha_{f1}; \\ \rho_{f2} &= r_{B2} \operatorname{tg}\alpha_{f2}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Подставив формулы (10) и (11) в формулу (9), получим:

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \cos\beta_B \left(\frac{1}{r_{B1} \operatorname{tg}\alpha_{f1}} + \frac{1}{r_{B2} \operatorname{tg}\alpha_{f2}} \right).$$

На рис. 3 представлены результаты проведенных исследований. На рис. 3, а показана зависимость параметра B от осевого угла профиля, который на роликах изменяли от 10 до 45°. Значения B рассчитаны для РВМ второго типа со следующими параметрами: осевой шаг $P_x = 3$ мм; числа заходов винта и роликов $Z_1 = 5$, $Z_2 = 1$; рабочие радиусы $r_{p1} = 24$ мм, $r_{p2} = 6$ мм; коэффициент трения в зацеплении винта и роликов $f = 0,15$. При расчете значений B учитывалось только трение скольжения в зацеплении винта и роликов.

При принятых параметрах РВМ нормальное усилие на виток с увеличением угла α_{x2} профиля ролика с 10 до 20° несколько уменьшается, а при дальнейшем увеличении до 45° — увеличивается.

На рис. 3, б приведена зависимость длины b контактной линии от осевого угла α_{x2} профиля роликов для РВМ с указанными параметрами. При этом высоту витка принимали равной $1,2m$, где m — модуль зацепления, т. е. как принято для червячных передач. При α_{x2} от 10 до 15° длина b контактной линии уменьшается, а затем увеличивается, пока не начнется заострение вершины зуба при $\alpha_{x2} \approx 38^\circ$. Вследствие заострения высота витка уменьшается и уменьшается длина контактной линии.

На рис. 3, в показано изменение приведенного радиуса $\rho_{\text{пр}}$ кривизны в зависимости от осевого угла α_{x2} профиля для РВМ с теми же параметрами. С увеличением угла профиля приведенный радиус кривизны непрерывно уменьшается: при изменении α_{x2} от 10 до 20° — на 70 %, а от 20 до 45° — на 50 %.

В соответствии с формулой Герца (1) результирующее влияние всех факторов, зависящих от

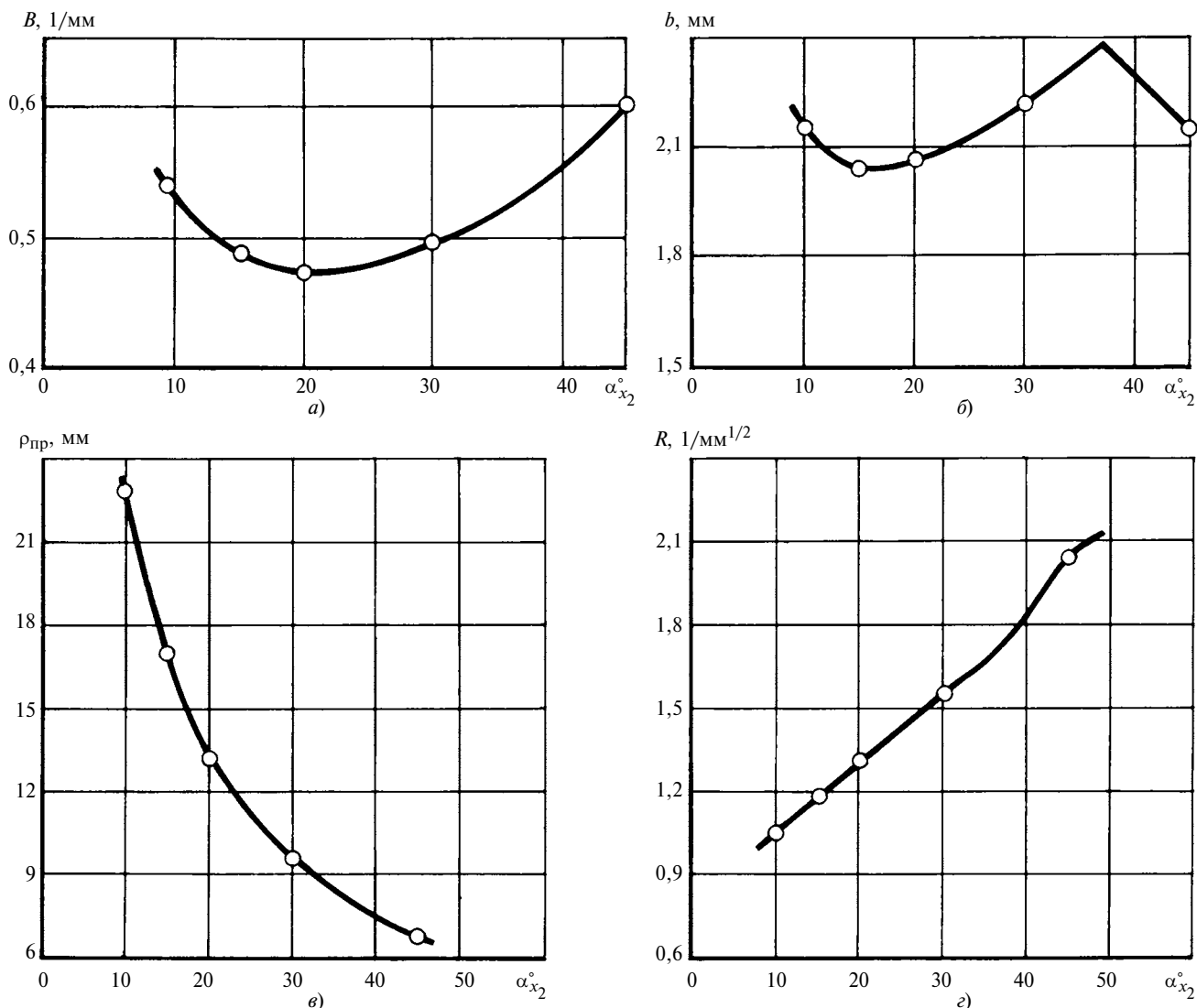


Рис. 3. Зависимости параметров B (а), b (б), $\rho_{\text{пр}}$ (в) и R (з) от осевого угла α_x профиля

осевого угла профиля, определяется величиной

$$R = \sqrt{\frac{B}{b\rho_{\text{пр}}}}, \text{ и формулу Герца можно записать как}$$

$$\sigma_H = 0,418R\sqrt{M_1 E}.$$

На рис. 3, з приведена зависимость величины R от осевого угла α_{x2} профиля для РВМ с ранее принятыми параметрами. С увеличением угла α_{x2} величина R , а следовательно, и контактные напряжения увеличиваются. В данном случае это увеличение почти во всем диапазоне изменения угла профиля происходит с одинаковой интенсивностью по линейной зависимости. И только на участке, где наблюдается заострение витков, эта интенсивность возрастает. При увеличении угла профиля от 10 до 45° контактные напряжения возрастают примерно в 2 раза, а от 20 до 45° — на 57 %.

Таким образом, установлено, что для силовых РВМ оптимальными углами профилей винтовых

звеньев являются углы, обеспечивающие равнопрочность витков по напряжениям изгиба и контактными напряжениям. При высоте витков, соответствующей принятой в червячных передачах, значения этих углов находятся в диапазоне 15÷20°, но так как к исполнительным механизмам следящих приводов предъявляются высокие требования по КПД передачи, то целесообразно проектировать передачи с углами профилей 30÷45°.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. <http://www.skf.com.ru/products/linear-motion/ball-and-roller-screws/roller-screws/index.html>.
2. <http://www.exelar.com>.
3. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1975. 572 с.
4. Морозов В. В., Панюхин В. И., Панюхин В. В. Зубчато-винтовые передачи для преобразования вращательного движения в поступательное: Монография. Владимир: ВлГУ, 2000. 100 с.

Численный параметрический анализ напряженно-деформированного состояния цилиндрической оболочки с круговым вырезом¹

Рассмотрена задача о напряженно-деформированном состоянии (НДС) цилиндрической оболочки с круговым вырезом без ограничений на его относительный размер, форму, граничные условия контура. Исследованы распределения напряжений по контуру выреза и толщине стенки оболочки, а также фактор геометрической нелинейности, определяющий НДС оболочки.

Ключевые слова: цилиндрическая оболочка с круговым вырезом, напряженно-деформированное состояние, геометрическая нелинейность.

The problem of stress-deformed state (SDS) of cylindrical shell with circular cutout without limitations on its incremental dimension, shape and contour boundary conditions is considered. The stress distributions along the cutout contour and shell thickness are investigated. The geometrical nonlinearity factor, determining the SDS of a shell, is investigated.

Keywords: cylindrical shell with circular cutout, stress-deformed state, geometrical nonlinearity.

Оболочечные элементы с круговыми вырезами широко используют в силовых конструкциях машин, оборудования и сооружений, что обуславливает актуальность анализа их напряженно-деформированных и предельных состояний. Этим вопросам посвящено большое число фундаментальных исследований. Однако многообразии размеров вырезов и условий нагружения оболочечных элементов, а также положенные в основу теоретических подходов допущения и упрощения приводят к принципиально различным постановкам задач исследований [1, 2]. При относительно малых вырезах исследуются основное и возмущенное напряженное состояния в рамках геометрически линейной задачи о концентрации напряжений, при больших вырезах решается однородная задача теории оболочек в двухсвязной области. При этом, как правило, в условия задачи вводятся дополнительные достаточно жесткие ограничения на форму выреза и граничные условия по его контуру.

К ограничениям формы выреза относятся предположения о том, что контур выреза имеет плоскую форму и при развертке оболочки представляет собой окружность. Эти ограничения при больших размерах выреза могут внести в расчеты существенную погрешность.

Ограничение граничных условий по контуру выреза соответствует предположению о наличии

крышки специальной конструкции, которая передает на стенку выреза воздействие давления только в виде перерезывающей силы, что позволяет сохранить цилиндрическую форму оболочки и обеспечивает геометрическую линейность задачи.

Указанные ограничения и решение поставленных задач для бесконечной оболочки привели к тому, что "значение точных решений в значительной степени обесценено погрешностями, содержащимися в их формулировке" [3]. Кроме того, известные решения во многих случаях получены в виде, затрудняющем их применение.

Ряд прикладных задач на прочность и техногенную безопасность невозможно решить с помощью известных теоретических решений в связи с тем, что при конструктивных формах и условиях работы исследуемых объектов принципиально не выполняются ограничения и допущения, положенные в основу постановки задач, имеющих математически обоснованные (аналитические или численные) решения. Примером такой задачи, решаемой при проектировании, является оценка напряженного состояния находящейся под внутренним давлением оболочки с круговым вырезом произвольного диаметра с прикрепленным к нему трубопроводом, жесткость которого во много раз меньше жесткости оболочки. Аналогичные задачи решают при анализе возможных аварийных ситуаций на основании информации о постававарийном напряженном состоянии значительно поврежденных конструкций, например при разрушении соединения пересекающихся оболочек.

Целью данной работы являются получение и анализ с единых методических позиций решения задачи о напряженно-деформированном состоянии (НДС) цилиндрической оболочки с круговым вырезом без ограничений относительного параметра a/R (рис. 1), формы контура выреза и граничных условий по контуру. Для решения задачи использован конечно-элементный подход в трехмерной геометрически нелинейной постановке, позволивший исследовать закон распределения напряжений по контуру выреза и толщине стенки оболочки, что дало возможность количественно оценить влияние на результат геометрически нелинейной постановки задачи и установить наличие качественно разных состояний, которые необходимо учитывать при прогнозировании предельных НДС цилиндрической оболочки с круговым вырезом.

Разработан информационный модуль, описывающий унифицированный алгоритм построения

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 14-08-31555 мол_а.

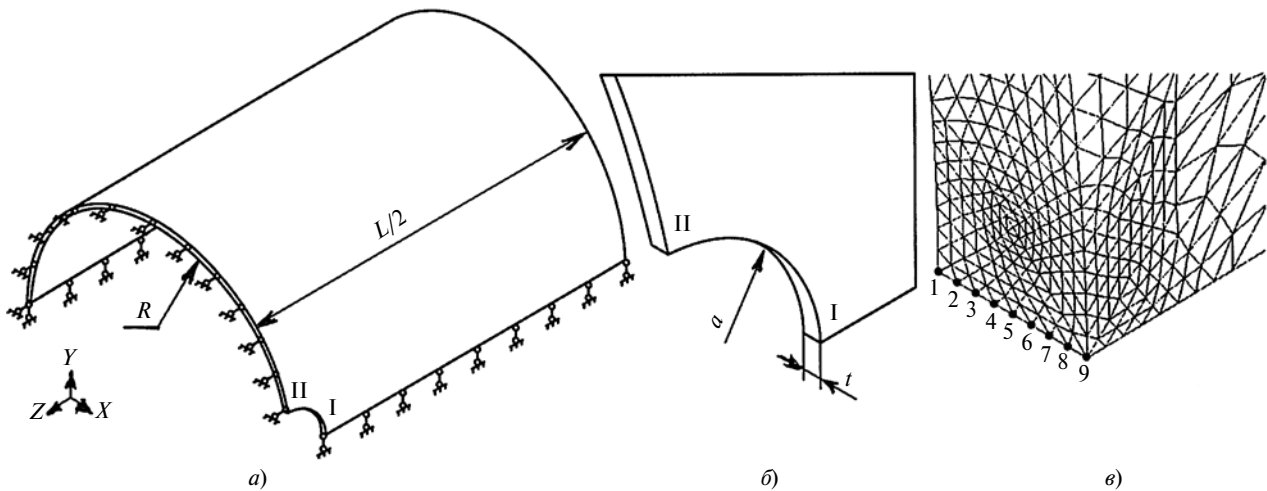


Рис. 1. Расчетная схема модельной задачи:

a — общий вид оболочки; *б* — область кругового выреза; *в* — фрагмент сетки конечных элементов в зоне I наибольших напряжений

модели, который реализован на ANSYS Parametric Design Language (APDL). Алгоритм включает в себя следующие процедуры:

1) параметрическое описание модели — задание значений: внутреннего радиуса R , длины L и толщины t цилиндрической оболочки, радиуса a выреза, внутреннего давления p ;

2) генерация полого с параметрами R , L , t и сплошного радиусом a твердотельных цилиндрических объемов с продольными осями, пересекающимися под прямым углом;

3) выполнение булевой операции вычитания сплошного объема из полого, которая обеспечивает круглую форму проекции контура выреза, что соответствует технологиям изготовления оболочечных элементов;

4) наложение кинематических и силовых граничных условий — задание условий симметрии и внутреннего давления.

Апробация этого модуля выполнена для модельной задачи по следующей расчетной схеме. Цилиндрическая оболочка (см. рис. 1) длиной $L = 500$ мм, радиусом $R = 100$ мм и толщиной $t = 1$ мм имеет вырез радиусом a . Ввиду симметрии рассматривается четвертая часть оболочки с наложением ограничений на поступательные перемещения сечений в плоскостях симметрии (см. рис. 1, *a*). Рассматриваем две характерные зоны (I и II), в которых предполагаются максимальные напряженные состояния оболочки, равномерно нагруженной внутренним давлением $p = 1$ МПа.

В работах [1–3] деформация оболочки рассматривается в зависимости от величины, называемой характерным геометрическим параметром $k = [3(1 - \nu^2)a^4/(R^2t^2)]^{1/4}$, где ν — коэффициент Пуассона.

Параметр a/R варьировали в диапазоне $0,005 \div 0,990$, что для принятых геометрических параметров решаемой задачи соответствует значени-

ям характерного геометрического параметра k в диапазоне $6,4 \cdot 10^{-4} \div 12,73$. Таким образом, в рамках единой параметрической модели численно решаются задачи, которые с позиций работ [1, 2] следует интерпретировать как задачи о концентрации напряжений в цилиндрической оболочке с малыми и немалыми круговыми вырезами, а также задачи о деформации оболочки в двухсвязной области.

Для построения конечно-элементной модели использовали трехмерный десятиузловой тетраэдрический элемент второго порядка с тремя поступательными степенями свободы в каждом узле. При исследовании численной модели дискретизацию варьировали в широком диапазоне. Принимали во внимание эквивалентные напряжения, приведенные к узлам сетки модели, как усредненные (узловая аппроксимация результатов), так и неусредненные (элементная аппроксимация результатов) между соседними конечными элементами. Достигнуто совпадение узловой и элементной аппроксимаций [4]. Наблюдалось асимптотическое изменение зависимости расчетных напряжений от размера элемента сетки конечных элементов, т. е. от шага дискретизации. В итоге использовали сетку, дающую девять узлов по толщине t стенки отверстия оболочки в наиболее напряженной зоне (см. рис. 1, *б*, *в*), в которых определяли напряжения. Это обеспечило сходимость и устойчивость решения для всех значений a/R и достаточную точность учета изгибных составляющих напряжений по контуру отверстия.

Признаком геометрической нелинейности деформации цилиндрической оболочки в области кругового выреза в соответствии с работой [2] являются "конечные прогибы, сравнимые с толщиной оболочки или значительно превышающие ее, но незначительные по сравнению с линейными размерами". При свободном крае отверстия (отсутствии крышки) максимальные прогибы Δx возни-

кают в зоне максимальной концентрации напряжений (зона I на рис. 1, а).

На рис. 2 показана зависимость максимальных прогибов Δx от отношения a/R ; геометрическая нелинейность деформации проявляется уже при $a/R > 0,15$.

Сравнение результатов численного решения по зависимости $\sigma = f(a/R)$ с данными Ван-Дейка [5] позволило оценить влияние специальной крышки отверстия на максимальные напряжения по его контуру. В диапазоне $0 \leq a/R \leq 0,45$ разница результатов численного решения и данных Ван-Дейка, полученных в предположении наличия крышки, достигает 25 % (рис. 3). Таким образом, решение задачи со свободным краем отверстия (без крышки), учитывающее отклонения формы оболочки от цилиндрической, показало, что решение без учета геометрической нелинейности задачи приводит к значительной недооценке максимальных напряжений.

При анализе напряженного состояния в области выреза учитывали напряжения: мембранное σ_M — составляющая нормального напряжения, равномерно распределенная и равная среднему напряжению по толщине рассматриваемого сечения; изгибное $\sigma_{из}$ — переменное по толщине рассматриваемого сечения напряжение за вычетом σ_M ; эквивалентные напряжения σ_i по критерию Мизеса.

Анализ результатов показал:

1) максимальные напряжения имеют место в зоне I на внутренней поверхности оболочки (см.

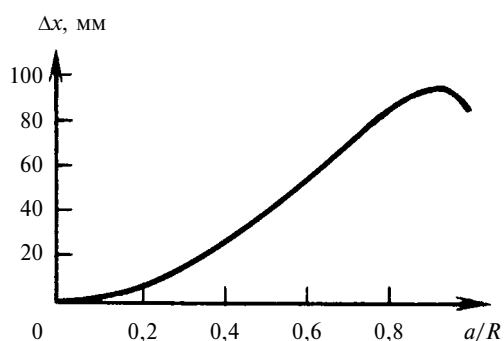


Рис. 2. Зависимость максимальных прогибов Δx оболочки по контуру выреза от параметра a/R

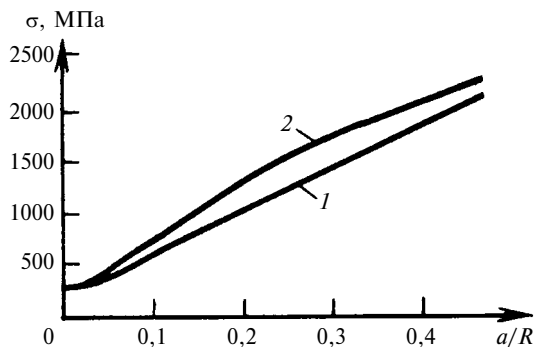


Рис. 3. Зависимости максимальных по контуру выреза напряжений σ в оболочке от параметра a/R по данным Ван-Дейка (1) и по результатам численных решений (2)

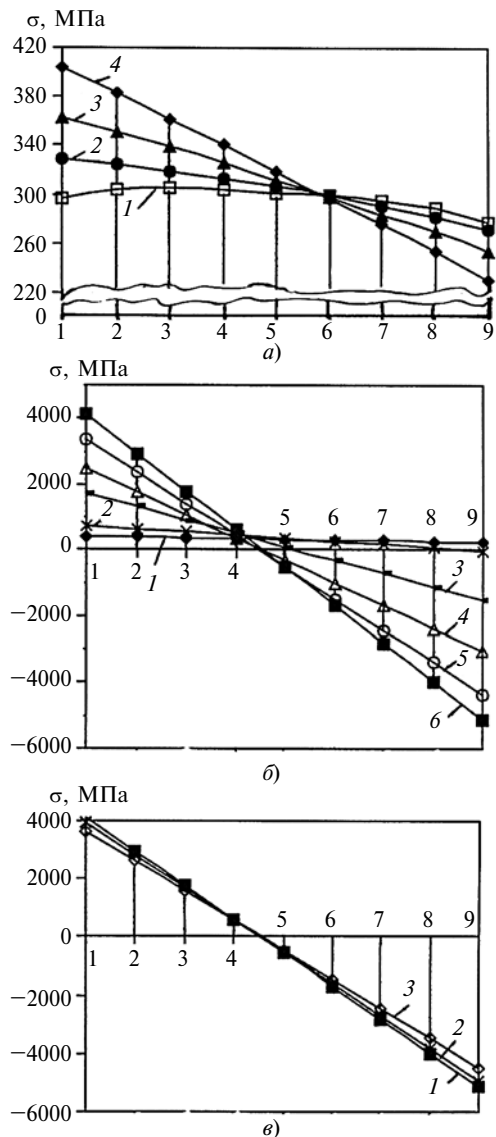


Рис. 4. Распределение максимальных напряжений по толщине стенки выреза (1÷9 по оси x — номера узлов, см. рис. 1, в) в зоне I: а) $a/R = 0,01$ (1); $0,02$ (2); $0,03$ (3); $0,04$ (4); б) $a/R = 0,04$ (1); $0,10$ (2); $0,30$ (3); $0,50$ (4); $0,70$ (5); $0,90$ (6); в) $a/R = 0,90$ (1); $0,95$ (2); $0,99$ (3)

рис. 1, в, точка 1), что соответствует данным работ [1, 2] (поэтому далее рассмотрим именно эту зону);

2) напряжения по толщине оболочки распределяются неравномерно и имеют разные знаки;

3) при относительно малом вырезе ($a/R \leq 0,1$) мембранные напряжения превосходят изгибные; при увеличении выреза изгибные напряжения становятся преобладающими и определяют НДС. При $a/R \leq 0,08$ суммарные напряжения положительны как на внутренней, так и на внешней поверхностях; при $a/R > 0,08$ на внешней поверхности имеют место сжимающие напряжения.

Дальнейшее исследование заключается в анализе распределений максимальных напряжений по толщине оболочки в зоне I наибольших напряжений (рис. 4). Установлены три варианта распределений, определяемые значениями параметра a/R .

При малом вырезе зависимость максимальных напряжений от a/R по толщине оболочки не линейна, но по мере увеличения a/R приближается к линейной (рис. 4, а) (уже при $a/R = 0,04$ зависимость линейна). Это обусловлено объемным напряженным состоянием, что подтвердил анализ трех главных напряжений, и стесненным деформированием материала по контуру выреза при его радиусе, близком к толщине оболочки.

При $0,04 \leq a/R \leq 0,90$ распределение напряжений по толщине стенки выреза линейно (рис. 4, б), причем угол наклона зависимости относительно оси абсцисс определяется максимальными на внутренней и минимальными на внешней поверхности оболочки изгибными составляющими напряжения. С увеличением выреза, а следовательно, и разницы между значениями положительных на внутренней и отрицательных на внешней поверхностях оболочки напряжений наблюдается устойчивое увеличение угла наклона зависимости к оси абсцисс, т. е. напряженное состояние материала по контуру выреза определяется изгибающим моментом.

При $a/R > 0,9$ зависимости $\sigma = f(a/R)$ остаются линейными, но меняется характер изменения угла их наклона к оси абсцисс: при дальнейшем увеличении a/R угол уменьшается, что указывает на уменьшение изгибных составляющих напряжений и обусловлено уменьшением изгибающего момента вследствие перераспределения силового потока из-за резкого уменьшения жесткости сечений оболочки в области выреза.

Таким образом, установлено, что по контуру кругового выреза в цилиндрической оболочке при внутреннем давлении имеются: область стесненного деформирования ($a/R \leq 0,03$; $\beta a \leq 0,39$); область с преобладанием изгибающих деформаций ($0,03 < a/R \leq 0,90$; $0,39 < \beta a \leq 11,57$); область разгрузки края ($a/R > 0,90$; $\beta a > 11,57$). На границах этих областей условия деформирования материала меняются, что имеет большое значение при определении критериев разрушения и конструкционной прочности оболочки.

Допущения и упрощения, принимаемые в некоторых случаях в теоретических постановках и решениях задачи об НДС оболочки с круговым вырезом (в частности, моделирование для выреза крышки специальной конструкции) и, как следствие, решение задач в геометрически линейной постановке, могут привести к существенным погрешностям оценки напряженного состояния оболочки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Савин Г. Н. Распределение напряжений около отверстий. Киев: Наукова думка, 1968. 888 с.
2. Цилиндрические оболочки, ослабленные отверстиями / Под ред. А. Н. Гузя. Киев: Наукова думка, 1974. 272 с.
3. Гольденвейзер А. Л. Теория упругих тонких оболочек. М.: Наука, 1976. 512 с.
4. Crawford J. Evaluating mesh density // ANSYS Solutions. 1999. V. 1. N. 2.
5. Петерсон Р. Коэффициенты концентрации напряжений. М.: Мир, 1977. 302 с.

УДК 621.833.6

Ф. И. ПЛЕХАНОВ, д-р техн. наук (Ижевский ГТУ им. М. Т. Калашникова), e-mail: gfi@gfi.edu.ru

Влияние деформативности центральной шестерни и осей сателлитов планетарной передачи на распределение нагрузки в зубчатых зацеплениях

Исследовано влияние деформативности консольных осей и кручения центральной шестерни на распределение нагрузки по венцам двухрядных сателлитов планетарной передачи. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки определен решением системы уравнений совместных перемещений с учетом податливости элементов передачи и погрешности ее изготовления.

Ключевые слова: двухрядная планетарная передача, деформация, ось сателлита, кручение, шестерня, распределение нагрузки.

The influence of deformability of cantilevered shafts and torsion of sun gear on load distribution at crowns of double-row satellites of a planetary gear is investigated. The irregularity coefficient of load distribution is determined by solving of a system of equations of cooperative displacements, taking into account flexibility of gear elements and manufacturing errors.

Keywords: double-row planetary gear, deformation, satellite axis, torsion, pinion gear, load distribution.

Планетарные передачи с внешним и внутренним зацеплениями колес широко используются в технике ввиду их хороших массогабаритных показателей и высоких КПД [1–3]. Одна из наиболее простых и технологичных конструкций таких передач имеет консольно расположенные в щеке водила оси, на которых посредством сферических подшипников установлены сателлиты, и "плавающую" центральную шестерню, что исключает избыточные связи, обеспечивает близкое к равномерному распределение нагрузок в зацеплениях и максимальную нагрузочную способность привода. Однако в ряде случаев ограничение по радиальному размеру не позволяет использовать данную конструкцию [4]. Альтернативой ей является передача с двух- или многорядным исполнением сателлитов при консольном расположении их осей в щеках водила (рис. 1).

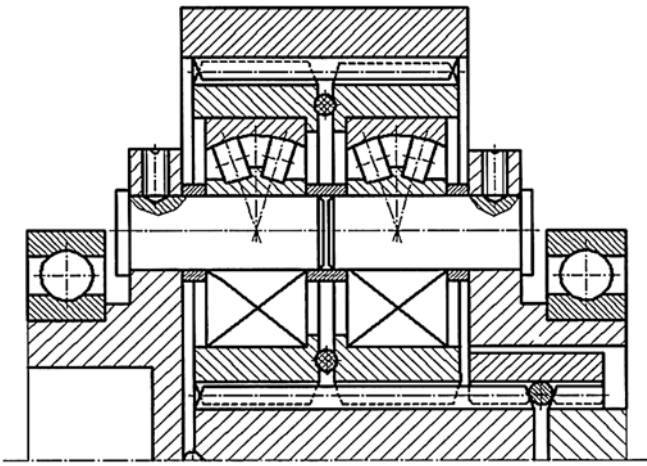


Рис. 1. Планетарная передача с двухрядными сателлитами и самоустанавливающейся центральной шестерней

В такой передаче есть избыточные связи, приводящие к неравномерному распределению нагрузки по венцам сателлита. Это вызвано погрешностями ее изготовления и деформацией кручения центральной шестерни. Однако податливость звеньев планетарного механизма (особенно консольных осей) способствует выравниванию нагрузки по потокам мощности и при соответствующих параметрах механизма может обеспечить ее распределение, близкое к равномерному даже при сравнительно невысокой точности изготовления механического привода и отсутствии сложных механизмов самоустановки его элементов.

Поэтому важно определить податливость оси в местах сопряжения со щекой водила и подшипником сателлита, деформацию кручения центральной шестерни и их влияние на несущую способность передачи.

Нагрузку на ось сателлита со стороны подшипника с учетом ее прогиба можно представить уравнением (рис. 2)

$$q = q_{\max} \sin(\pi x/l) = \frac{\pi P}{2l} \sin(\pi x/l),$$

где q_{\max} — максимальная распределенная нагрузка (в середине участка длиной l).

Тогда прогиб оси в средней части площадки контакта с кольцом подшипника, обусловленный изгибающим моментом и поперечной силой и определяемый по законам сопротивления материалов с использованием интеграла Мора, составит:

$$\begin{aligned} y_0 &= \frac{Pl^3}{IE} \left(\frac{5}{96} - \frac{0,5\pi - 1}{2\pi^3} \right) + \frac{1,11Pl}{FG} \left(0,25 + \frac{0,5}{\pi} \right) = \\ &= 0,87q \bar{l}^2 (1,65 + \bar{l}^2), \end{aligned} \quad (1)$$

где $\bar{l} = l/d$ (d — диаметр оси сателлита); $q = P/l$ — средняя распределенная нагрузка.

Уравнение деформации оси в зоне сопряжения ее со щекой водила имеет вид:

$$\frac{1}{C} \frac{d^2 w(z)}{dz^2} = \frac{d^2 y(z)}{dz^2} = \frac{M(z)}{IE} + 1,11 \frac{w(z)}{FG}. \quad (2)$$

Здесь C — контактная жесткость сопряжения ($C_{\varphi} \approx E/1,2$ [5]); I — осевой момент инерции сечения; F — площадь поперечного сечения оси; E и G — модули упругости соответственно первого и второго рода; $M(z) = - \int_0^z w(v)(z-v)dv$.

После двойного дифференцирования равенства (2) и решения результирующего уравнения получим:

$$\begin{aligned} w(z) &= C_1 \operatorname{sh}\left(\frac{\alpha z}{b}\right) \sin\left(\frac{\beta z}{b}\right) + C_2 \operatorname{ch}\left(\frac{\alpha z}{b}\right) \sin\left(\frac{\beta z}{b}\right) + \\ &+ C_3 \operatorname{sh}\left(\frac{\alpha z}{b}\right) \cos\left(\frac{\beta z}{b}\right) + C_4 \operatorname{ch}\left(\frac{\alpha z}{b}\right) \cos\left(\frac{\beta z}{b}\right), \end{aligned} \quad (3)$$

где $\alpha = b \cdot 4 \sqrt{\frac{C}{IE}} \cos\left[0,5 \arccos\left(\frac{1,11 \sqrt{IEC}}{2FG}\right)\right]$;

$\beta = b \cdot 4 \sqrt{\frac{C}{IE}} \sin\left[0,5 \arccos\left(\frac{1,11 \sqrt{IEC}}{2FG}\right)\right]$.

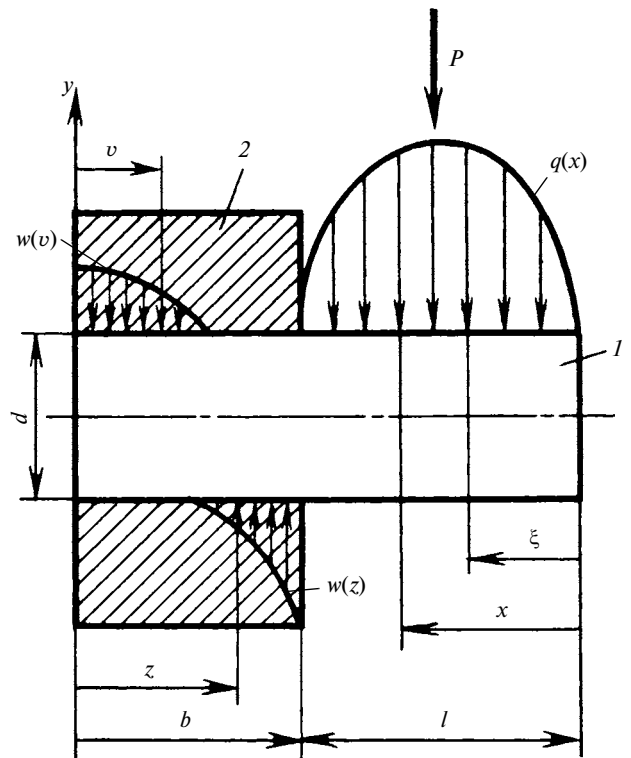


Рис. 2. Эпюры нагружения оси 1 сателлита и щеки 2 водила

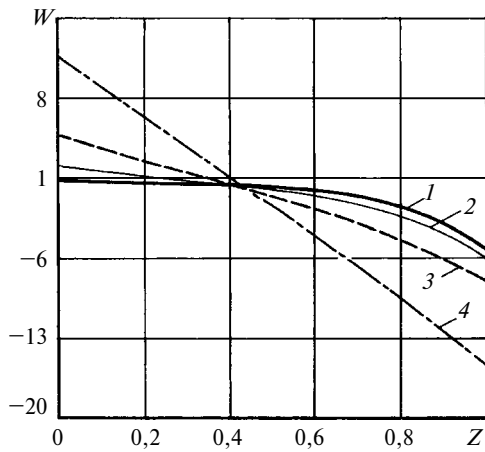


Рис. 3. Зависимости относительной распределенной нагрузки W от Z при $\bar{l} = l/d = 1$ для $\bar{b} = b/d = 2,0$ (1); 1,5 (2); 1,0 (3); 0,6 (4)

Для определения постоянных интегрирования $C_1 \div C_4$ используем следующие граничные условия и уравнения статики:

$$\int_0^b w(z) dz = -P = -2F_n \cos \alpha_w; \quad (4)$$

$$\int_0^b w(v)(b-v) dv = 0,5Pl;$$

$$\frac{d^2 w(z)}{dz^2} = \frac{1,11C}{FG} w(z) \text{ при } z = 0;$$

$$\frac{d^2 w(z)}{dz^2} = \frac{-0,5CPl}{IE} + \frac{1,11C}{FG} w(z) \text{ при } z = b.$$

Здесь F_n — нормальная сила в зацеплениях сателлита с неподвижным зубчатым колесом и центральной шестерней; α_w — угол зацепления зубчатых колес (уравнение записано для передачи с одинаковыми углами внешнего и внутреннего зацеплений).

На рис. 3 представлены зависимости изменения относительной распределенной нагрузки $W(Z) = \frac{1}{q} W(Z)$ по толщине b щеки водила от $Z = z/b$ для разных значений относительной толщины $\bar{b} = b/d$, построенные по выражению (3) и отражающие влияние относительных размеров оси сателлита и щеки водила на нагруженно-деформированное состояние этих деталей.

Перемещение оси в зоне установки подшипника, обусловленное податливостью сопряжения "ось — щека водила", выраженное через среднюю распределенную нагрузку q , составляет:

$$y_H = \frac{1,2}{E} \left[W(Z) + \frac{l}{2} \frac{dw(z)}{dz} \right]_{z=b} = \frac{1,2}{E} \left\{ \text{sh} \alpha \sin \beta \left[C_1 + 0,5 \frac{\bar{l}}{b} (C_2 \alpha - C_3 \beta) \right] + \right.$$

$$\left. \begin{aligned} &+ \text{ch} \alpha \cos \beta \left[C_4 + 0,5 \frac{\bar{l}}{b} (C_2 \beta + C_3 \alpha) \right] + \\ &+ \text{sh} \alpha \cos \beta \left[C_3 + 0,5 \frac{\bar{l}}{b} (C_1 \beta + \alpha) \right] + \\ &+ \text{ch} \alpha \sin \beta \left[C_2 + 0,5 \frac{\bar{l}}{b} (C_1 \alpha - C_4 \beta) \right] \right\}. \quad (5) \end{aligned}$$

Снижение деформации зубьев в зацеплениях одного венца сателлита q с колесом b и шестерней a по сравнению с другим, вызванное кручением центральной шестерни при близком к равномерному распределению нагрузки по ширине отдельных венцов сателлита составляет:

$$y_\varphi = 0,5 \varphi r_{ba} = \frac{0,5 r_{ba} b_w^2}{I_p G} (0,875 t_2 + 0,125 t_1), \quad (6)$$

где n_w — число венцов сателлитов в одном ряду; φ — разница углов кручения сечений; r_{ba} — радиус основной окружности шестерни; I_p — полярный момент инерции ее сечения; $t_i = \frac{0,5 n_w q_i r_{ba}}{\cos \alpha_w}$ — распределенный момент кручения шестерни на участке ее сопряжения с i -м венцом сателлита.

Уравнения (5) и (6) записаны для случая, когда наиболее нагруженный первый венец сателлита расположен со стороны подвода момента к центральной шестерне (неблагоприятный случай).

Для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по венцам сателлита, учитывающего погрешности шага зубьев, расположения осей, а также их деформацию и деформацию кручения центральной шестерни, запишем уравнения совместности перемещений [6]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{q_1 l}{2 \cos \alpha_w} &= b_w c_w (\varepsilon - y_1 \cos \alpha_w); \\ \frac{q_2 l}{2 \cos \alpha_w} &= b_w c_w (\varepsilon - \delta - y_\varphi - y_2 \cos \alpha_w); \\ q_1 + q_2 &= 2q_c. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Здесь δ — начальное неприлегание зубьев (зазор) в зацеплениях второго венца сателлита с зубчатыми колесами, обусловленное погрешностями окружного расположения осей и шага зубьев ($\delta = \delta_{gb} = \delta_{ga}$); c_w — жесткость зацепления ($c_w \approx 0,075E$); $y_i = y_{0i} + y_{Hi} = q_i f(\bar{l}, \bar{b})/E$ — перемещение i -й оси в месте установки подшипника, вызванное ее деформацией и определяемое из уравнений (1), (5); $\varepsilon = \text{const}$; b_w — ширина венца сателлита; q_i — средняя распределенная нагрузка, действующая на i -ю ось со стороны кольца подшипника; q_c — средняя распре-

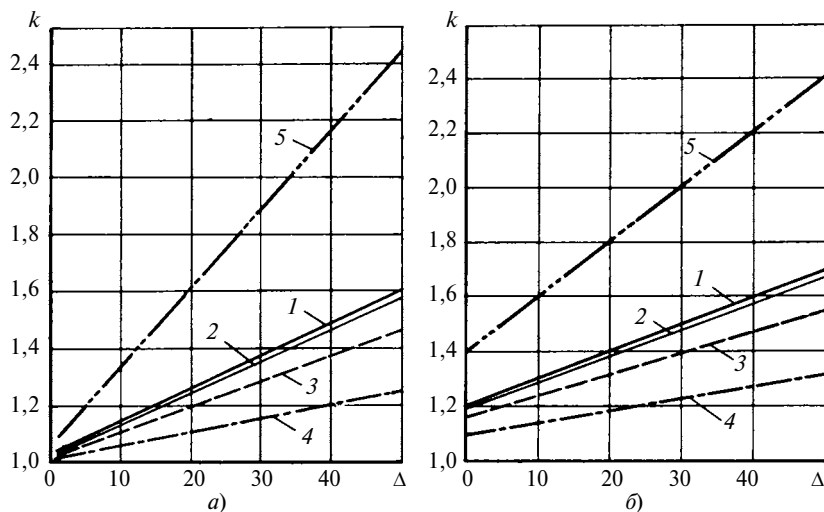


Рис. 4. Зависимости коэффициента k неравномерности распределения нагрузки по венцам двухвенцового сателлита от Δ при $\bar{b}_a = 1$ (а) и $\bar{b}_a = 3$ (б) для $\bar{b} = 2,0$ (1); 1,5 (2); 1,0 (3); 0,6 (4); а также для жесткого водила (5)

деленная нагрузка, действующая на ось сателлита при равномерном распределении нагрузки по венцам и потокам мощности.

Начальное неприлегание зубьев в зацеплениях колес с наиболее нагруженным сателлитом отсутствует. Зная величину δ , соответствующую степени точности изготовления передачи, из уравнений (7) найдем q_i , ε и коэффициент неравномерности: $k = q_1/q_c = \omega_{\max}/\omega_n$ (ω_n — средняя распределенная нормальная нагрузка в зацеплении).

На рис. 4, а, б приведены зависимости k от $\Delta = \frac{\delta E}{\omega_n} = \frac{2\delta E \cos \alpha_w}{q_c}$ при $n_w = 3$, $\alpha_w = 20^\circ$; $\bar{l} = 1$,

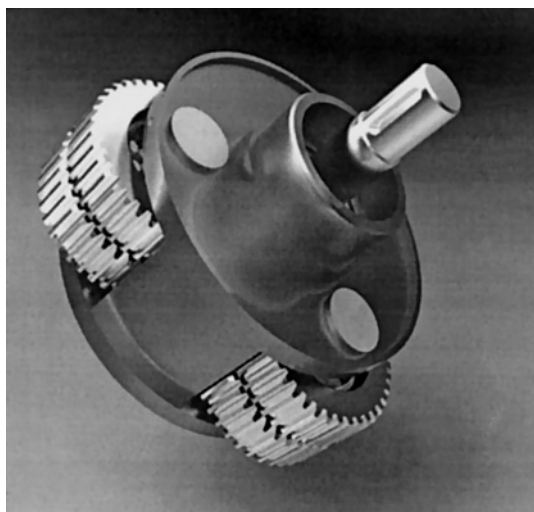


Рис. 5. Блок сателлитов планетарной передачи механизма вытягивания слитков установки полунепрерывной разливки стали

$\bar{b}_w = b_w/l = 1$ для разных значений \bar{b} , $\bar{b}_a = 2b_w/d_a$. Их анализ показал, что при податливых (консольных) осях сателлитов и относительной ширине $\bar{b}_a = 1 \div 3$ центральной шестерни ее кручение не оказывает существенного влияния на распределение нагрузки по отдельным венцам сателлита, а при $\bar{b} = b/d = 0,6$ неравномерность невелика даже при значительной погрешности изготовления передачи. Податливость других элементов механизма, например ободьев зубчатых колес, если толщина их не превышает $(2 \div 2,5)m$ (m — модуль зубьев) и подшипников качения [7], еще больше уменьшает коэффициент неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях зубчатых колес.

Полученные зависимости позволяют подобрать рациональные параметры планетарной передачи, обеспечивающие близкое к равномерному распределение нагрузки в зацеплениях, используя сложные механизмы ее выравнивания, а следовательно, достичь высокой нагрузочной способности при простоте конструкции и хороших качественных и эксплуатационных показателях привода. Использование таких конструкций (рис. 5) в механизмах вытягивания слитков установок полунепрерывной разливки стали подтвердило их эффективность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Тимофеев Г. А., Самойлова М. В. Геометро-кинематическое исследование комбинированного планетарно-волнового механизма // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Машиностроение. 2012. № 1. С. 70—80.
2. Lin J., Parker G. R. Planetary gear parametric instability caused by mesh stiffness variation // Journal of Sound and vibration. 2001. V. 249. N. 1, P. 38—48.
3. Singh A. Epicyclic load sharing map — development and validation // Mechanism and Machine Theory. 2011. P. 632—646.
4. Волков Г. Ю., Ратманов Э. В., Курасов Д. А. Адаптивная система коррекции погрешностей наклона зубьев в зубчатых передачах // Вестник машиностроения. 2013. № 3. С. 14—16.
5. Плеханов Ф. И., Овсянников А. В., Казаков И. А. Экспериментальное исследование деформативности элементов планетарной передачи // Сб. тр. науч.-техн. конф. ГИЭИ. Глазов: ГИЭИ, 2010. С. 76—78.
6. Плеханов Ф. И. Влияние геометрии зацепления колес планетарной передачи типа К—Н—V на показатели ее прочности // Вестник машиностроения. 2013. № 3. С. 16—20.
7. Черменский О. Н., Федотов Н. Н. Подшипники качения: Справочник-каталог. М.: Машиностроение, 2003. 575 с.

Расчет предельных тяговых показателей и оптимальных габаритных параметров плоско-, кругло- и клиноременных передач

Предложен метод определения оптимальных параметров ременных фрикционных передач разных типов, обеспечивающих максимальную тяговую способность, для углов обхвата от 90 до 270° при минимальных радиальных размерах шкивов и минимальном усилии предварительного натяжения ремня.

Ключевые слова: ременная фрикционная передача, оптимальное конструирование, предельное упругое скольжение, оптимальный коэффициент тяги.

The method of determination of optimal parameters of belt friction gears of various types, providing maximum pulling ability, for angles of wrap from 90 to 270° at minimal radial dimensions of pulley wheels and minimal force of preliminary belt tension is suggested.

Keywords: belt friction gear, optimum design, limit elastic sliding, optimal propulsive coefficient.

В приводах машин с вращающимися рабочими органами наряду с зубчатыми передачами применяются плоско-, кругло- и клиноременные фрикционные передачи [1–3]. Основные достоинства ременных передач: простота конструкции; плавность и бесшумность работы; отсутствие смазочной системы; способность передавать вращение на большие расстояния (ленточные конвейеры); возможность применения в качестве клиноременного бесступенчатого вариатора скорости; реверсирование угловой скорости двусторонним плоским ремнем; выполнение функции неразрушающегося предохранительного звена при перегрузках; низкая стоимость.

Основные недостатки ременных фрикционных передач: большие радиальные размеры шкивов; значительное усилие обязательного предварительного натяжения ремня для исключения его пробуксовок по шкиву; значительные нагрузки на валы и опоры; непостоянство передаточного отношения из-за неизбежного скольжения упругодеформируемого ремня на всех нагрузочных режимах работы.

Производственными испытаниями [4–6] установлено, что в любой ременной фрикционной передаче гибкая пара трения "тяговый ремень — шкив" передает на ведомый вал машины заданный вращающий момент под действием окружной силы F_t трения, возникающей вследствие предварительного натяжения каждой из ветвей ремня усилием F_0 . Еще Н. Е. Жуковский экспериментально установил, что в передачах с гибкой связью полная дуга обхвата (соответствует углу α обхвата) на всех ра-

бочих режимах обязательно состоит из двух функционально разных частей — дуги относительного покоя (угол α_0) и дуги упругого скольжения (угол β).

В качестве основного безразмерного показателя тяговой способности ременной фрикционной передачи [1] принят коэффициент ψ тяги — отношение возникающей на шкиве окружной силы F_t трения к усилию $2F_0$ предварительного натяжения обеих ветвей ремня ($0 \leq \psi \leq 1$). Показателем, оценивающим непостоянство передаточного отношения ременной фрикционной передачи, которое возникает при $\psi > 0$ из-за неизбежного скольжения тягового ремня по шкиву, является коэффициент ε скольжения.

Сложность конструирования фрикционных передач с изогнутой гибкой связью (по сравнению с жесткими промежуточными телами качения [1, 3, 7]) состоит в том, что трение между реальными гибким (ремень) и твердым (шкив) телами в реальных упругодеформируемых гибких связях зависит [8, 9] не только от коэффициента трения между трущимися телами, но и от упругих свойств гибкого тела, а также от его радиуса изгиба вокруг шкива, толщины гибкого тела и формы поверхности, по которой происходит скольжение.

Цель данной работы — разработка методики определения оптимальных тягово-габаритных проектных параметров ременных фрикционных передач разных типов с гибкой связью, обеспечивающих (при отсутствии пробуксовок тягового ремня по шкиву) наибольшие тяговые способности при наименьшем усилии натяжения гибкой связи и минимальных радиальных размерах ременной передачи.

Метод расчета оптимальных тягово-габаритных параметров ременных передач

Для разработки аналитического подхода к конструированию ременных фрикционных передач с оптимальными тягово-габаритными параметрами выдвинем три рабочие гипотезы (рис. 1 и 2).

Гипотеза 1. При фрикционном взаимодействии твердых тел существует точный порог внешнего трения P , который определяет переход упругой деформации сдвигаемых тел в вязкоупругий сдвиг и согласно механической модели трения [8], может быть представлен как следующие новые универсальные триботехнические константы [8, 9]:

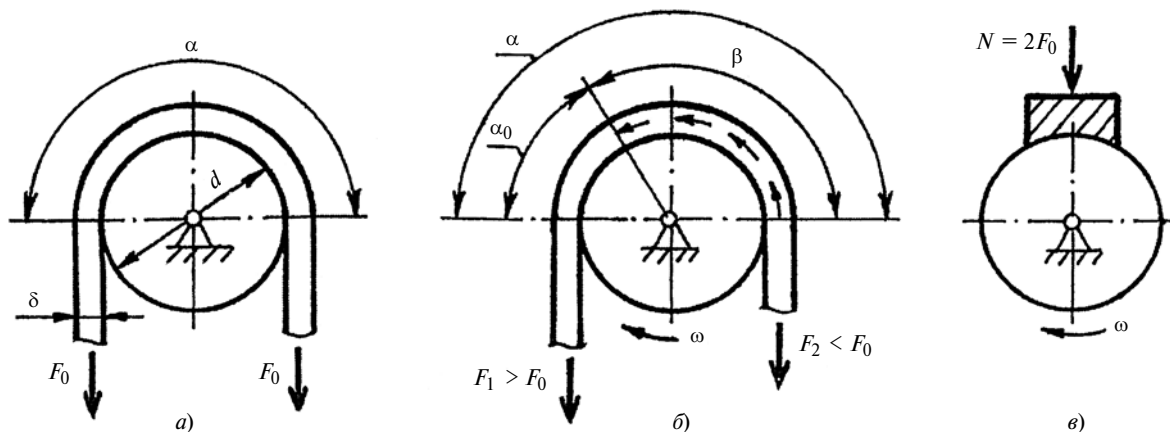


Рис. 1. Расчетные схемы ременной фрикционной передачи при холостом (а) и рабочем ($\psi > 0$) (б) ходах и схема фрикционного аналога гибкого ремня с параллельно расположенными ветвями ($\alpha = 180^\circ$)

предельный коэффициент внешнего трения твердых тел

$$\lim f_k = 4/9 \approx 0,44; \quad (1)$$

предельный угол упругого скольжения гибкой связи без пробуксовок по шкиву

$$\lim \beta = \frac{2}{3} \alpha. \quad (2)$$

Экспериментальными исследованиями триботехнических характеристик твердых тел и анализом графиков относительной интенсивности изнашивания пары трения [7, с. 102, рис. 9.1, а] определено приблизительное значение этого порога: $\lim f_k \approx 0,4$, (что хорошо согласуется с выражением (1) и подтверждает данную гипотезу).

Гипотеза 2. При работе механической фрикционной передачи с изогнутой вокруг шкива гибкой связью при угле обхвата $\alpha = 180^\circ$, т. е. в случае параллельного расположения набегающей и сбегающей ветвей связи (см. рис. 1, а, б), окружная сила трения, возникающая от предварительного натяжения этих ветвей усилием $2F_0$ и зависящая от ψ определяется выражением

$$F_t = F_1 - F_2 = \psi(2F_0). \quad (3)$$

При этом сила F_t будет равна силе трения F во фрикционном контакте твердых тел при их нагружении по нормали эквивалентным усилием N (см. рис. 1, в) и коэффициенте трения f_k твердых тел, равном коэффициенту ψ тяги гибкой связи:

$$f_k = \frac{F}{N} = \frac{F_t}{2F_0} = \psi, \quad (4)$$

где $F = F_t$; $N = 2F_0$.

Из совместного решения уравнений (3) и (4) следует, что для ременной передачи с $\alpha = 180^\circ$ оп-

тимальный коэффициент тяги $\psi = \psi_0$ равен точно порогу внешнего трения твердых тел:

$$\psi_0 = \lim f_k = 4/9. \quad (5)$$

В области упругой деформации тягового ремня (где имеет место закон Гука [1]) должна выполняться линейная зависимость (см. рис. 2) между коэффициентом ε_0 упругого скольжения ремня и коэффициентом ψ_0 тяги ременной передачи, которую можно выразить через показатель C пропорциональности:

$$\psi_0 = C\varepsilon_0 = C\left(\frac{\delta}{d_{\min}}\right)$$

или

$$\psi_0\left(\frac{d_{\min}}{\delta}\right) = C = \text{const.}$$

Анализ зависимости, представленной на рис. 2, показал, что всю область проектных параметров ременных передач типов I÷III [10] можно разделить на две зоны:

1) зона А ($\psi \leq \psi_0$, $\varepsilon \leq \varepsilon_0$) — устойчивая работа передачи без пробуксовок тягового ремня с наибольшей тяговой эффективностью в пороговой точке Р ($\psi = \psi_0$, $\varepsilon = \varepsilon_0$);

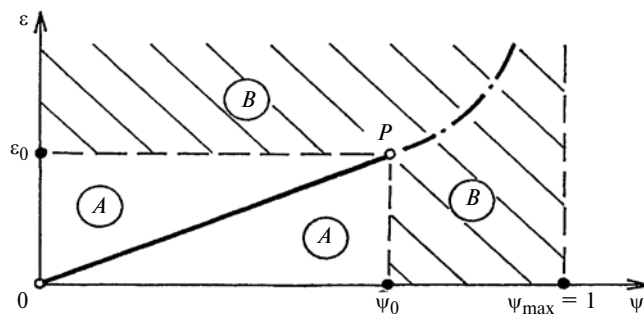


Рис. 2. Зависимость коэффициента ε упругого скольжения от коэффициента ψ тяги ремня без пробуксовок

2) зона B ($\psi > \psi_0, \varepsilon > \varepsilon_0$) — неустойчивая работа передачи с пробуксовками (не рекомендуется для применения).

Таким образом, рационален комплексный подход к выбору проектных параметров $\psi = \psi_0$ и $\varepsilon = \varepsilon_0$, так как он обеспечивает работу фрикционной передачи без пробуксовок с максимальным КПД. Соответственно, тяговые режимы с $\psi < \psi_0$ неэффективны из-за неполной загрузки передачи и низкого ее КПД; режимы с $\psi > \psi_0$ сопровождаются пробуксовками, приводящими к повышенной неустойчивости передаточного отношения, а также к интенсивным нагреванию и изнашиванию тягового ремня.

Заметим, что полученная еще в XVIII в. Л. Эйлером формула фрикционного равновесия условной гибкой нити [3, с. 81] основана на рассмотрении идеально тонкой ($\delta = 0$) нерастяжимой ($\varepsilon = 0$) и буксующей ($\psi = 0$) гибкой нити и неприменима для проектирования реальных ременных передач, так как тяговый ремень имеет определенную толщину δ , конкретный радиус изгиба вокруг шкива диаметром d и подвержен упругой деформации ε .

В связи с этим рассмотрим составление и решение зависимости трения для ременной фрикционной передачи из реальных гибких тел, и возможность практической реализации данной задачи на основе трех выдвинутых гипотез.

Для решения поставленной задачи используем полученное автором в работе [9] уравнение предельного трения без пробуксовок упруго-деформируемой гибкой связи (см. рис. 1), которое для пороговой точки P ($\psi = \psi_0, \varepsilon = \varepsilon_0$) (см. рис. 2) будет иметь вид:

$$(F_1)_0 / (F_2)_0 = \exp[\lim f_k \lim \beta (1 + \delta / d_{\min})]. \quad (6)$$

Уравнение (6) можно выразить через другие проектные параметры:

$$\begin{aligned} \frac{(F_1)_0}{(F_2)_0} &= m_0; \\ (F_t)_0 &= (F_1)_0 - (F_2)_0; \\ (F_1)_0 &= (F_t)_0 \left(\frac{m_0}{m_0 - 1} \right); \\ (F_2)_0 &= (F_t)_0 \left(\frac{1}{m_0 - 1} \right); \\ \psi_0 &= \frac{m_0 - 1}{m_0 + 1}; \quad \varepsilon_0 = \frac{\delta}{d_{\min}}, \end{aligned}$$

где m_0 — оптимальный расчетный модуль ременной передачи на тяговом режиме без пробуксовок.

Применительно к плоскоремненной передаче для случая, когда обе ветви тягового ремня параллель-

ны ($\alpha = 180^\circ$) с учетом вытекающих из гипотез 1—3 предельных соотношений (5) и (2) получим:

$$\begin{aligned} \psi_0 &= \lim f_k = \frac{4}{9}; \\ \lim \beta &= \frac{2}{3} \alpha = \frac{2}{3} \pi; \\ \frac{(F_1)_0}{(F_2)_0} = m_0 &= \frac{1 + \psi_0}{1 - \psi_0} = \frac{1 + 4/9}{1 - 4/9} = 2,6. \end{aligned}$$

Тогда уравнение (6) предельного трения реальной гибкой связи примет вид экспоненциальной зависимости только с одним неизвестным:

$$\begin{aligned} 2,6 &= \exp \left[(4/9)(2\pi/3) \left(1 + \frac{\delta}{d_{\min}} \right) \right] = \\ &= \exp \left[\left(\frac{8\pi}{27} \right) \left(1 + \frac{\delta}{d_{\min}} \right) \right]. \quad (7) \end{aligned}$$

Для угла обхвата $\alpha = 180^\circ$ уравнение (7) имеет единственное точное аналитическое решение:

$$\begin{aligned} \frac{\delta}{d_{\min}} &= 0,026; \quad \psi_0 = \frac{4}{9}; \quad m_0 = 2,6; \\ \frac{d_{\min}}{\delta} &= \frac{1}{\varepsilon_0} = \frac{1}{0,026} = 38,25 \approx 39. \end{aligned}$$

Результаты численного решения уравнения (6) для значений угла обхвата в диапазоне $90^\circ \leq \alpha \leq 270^\circ$ с учетом повышенного трения тягового ремня в полукруглой [6] и клиновой [4] канавках шкивов представлены в таблице, где даны также расчетные значения оптимальных параметров ременных фрикционных передач разных типов, реализующих пороговую точку $P(\psi_0, \varepsilon_0)$ устойчивой работы ременной передачи без пробуксовок (физический порог внешнего трения [8]).

Результаты оптимизации проектных параметров

Анализ представленных в таблице оптимальных параметров ременных передач, обеспечивающих работу без пробуксовок при углах обхвата $90^\circ \leq \alpha \leq 70^\circ$, позволил сформулировать рекомендации для конструирования плоскоремненных, круглоремненных и клиноремненных фрикционных передач разного назначения.

1. Для исключения неустойчивых тяговых режимов с пробуксовкой тягового ремня (см. рис. 2, область B) необходимо не только ограничивать тяговые режимы в пределах $\psi \leq \psi_0$, но и в соответствии с уравнением (6) дополнительно к величине ψ_0 ввести второй безразмерный параметр

$$D = d_{\min} / \delta. \quad (8)$$

Выбор с учетом равенства (8) величины $D_0 \geq D$ указывает на необходимость ограничения мини-

мально допустимых радиальных размеров шкива и максимально допустимой толщины тягового ремня согласно представленным в таблице значениям отношения d_{\min}/δ .

2. Для ременных передач типов I, II, III [10] анализируемый диапазон угла обхвата $90^\circ \leq \alpha \leq 270^\circ$ можно разделить на два интервала:

$90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ — высокая интенсивность увеличения тяговой способности изогнутого ремня (ψ_0 при увеличении α увеличивается приблизительно в 2 раза);

$180^\circ \leq \alpha \leq 270^\circ$ — низкая интенсивность увеличения тяговой способности изогнутого ремня (ψ_0 увеличивается только на 10 %).

3. В интервале $90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ существуют эквивалентные по тяговой способности ($\psi_0 = 0,37$), но с разным углом обхвата $\alpha = \alpha^*$ (выделены в таблице) фрикционные передачи:

плоскоремненные — $\alpha^* = 150^\circ$, зона рациональных параметров $\alpha \geq 150^\circ$; круглоремненные — $\alpha^* = 120^\circ$, зона рациональных параметров $\alpha \geq 120^\circ$; клиноремненные — $\alpha^* = 90^\circ$, зона рациональных параметров $\alpha \geq 90^\circ$.

4. Рассчитанные по уравнению (6) для диапазона $90^\circ \leq \alpha \leq 270^\circ$ оптимальные проектные параметры плоскоремненных, круглоремненных и клиноремненных передач при выборе для рационального интервала $90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ имеют следующие ограничения:

предельный оптимальный коэффициент тяги $0,23 \leq \psi_0 \leq 0,66$;

предельный расчетный модуль $1,5 \leq m_0 \leq 5$;

предельный безразмерный габаритный параметр $26 \leq d_{\min}/\delta \leq 74$;

предельный коэффициент упругого скольжения $0,013 \leq \varepsilon_0 \leq 0,039$ (определяет возможное наибольшее изменение передаточного отношения привода).

Предложенный метод расчета основных проектных параметров ременных передач разных типов основывается на уравнении (6) предельного трения без пробуксовок упругорастяжимых гибких тел, которое содержит два дополнительных параметра ($\lim\beta$, d_{\min}/δ), указывающих на существование в рациональном диапазоне угла α обхвата следующих параметров:

предельно допустимого угла скольжения тягового ремня: $\lim\beta = \frac{2}{3} \alpha$;

предельно допустимого в зоне прямолинейного участка нагружения по закону Гука оптимального коэффициента тяги $0,23 \leq \psi_0 \leq 0,78$ и соответствующего оптимального модуля $1,5 \leq m_0 \leq 8,1$;

минимально допустимого соотношения габаритных размеров шкива и тягового ремня:

$$22 \leq \frac{d_{\min}}{\delta} \leq 74;$$

оптимального коэффициента упругого скольжения: $0,013 \leq \varepsilon_0 \leq 0,045$.

Представленные в таблице результаты аналитических расчетов в диапазоне $90^\circ \leq \alpha \leq 270^\circ$ содержат оптимальные безразмерные тяговые и габаритные унифицированные показатели для конструирования эффективных ременных передач,

Расчетные значения оптимальных тягово-габаритных параметров ременных фрикционных передач

| Угол обхвата α° | Тип передачи | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|---------------------|------------|---------------------------|-----------------|----------------------|------------|---------------------------|-----------------|----------------------|------------|---------------------------|-----------------|
| | I — плоскоремненная | | | | II — круглоремненная | | | | III — клиноремненная | | | |
| | ψ_0 | m_0 | $\frac{d_{\min}}{\delta}$ | ε_0 | ψ_0 | m_0 | $\frac{d_{\min}}{\delta}$ | ε_0 | ψ_0 | m_0 | $\frac{d_{\min}}{\delta}$ | ε_0 |
| 90 | 0,23 | 1,5 | 74 | 0,013 | 0,28 | 1,7 | 61 | 0,017 | 0,37 | 2,2 | 46,0 | 0,022 |
| 100 | 0,25 | 1,6 | 68 | 0,015 | 0,31 | 1,9 | 55 | 0,018 | 0,41 | 2,4 | 42,0 | 0,024 |
| 110 | 0,28 | 1,7 | 61 | 0,017 | 0,34 | 2,0 | 50 | 0,020 | 0,45 | 2,6 | 38,0 | 0,026 |
| 120 | 0,30 | 1,8 | 57 | 0,018 | 0,37 | 2,2 | 46 | 0,022 | 0,48 | 2,8 | 35,4 | 0,028 |
| 130 | 0,32 | 1,9 | 53 | 0,019 | 0,40 | 2,3 | 43 | 0,024 | 0,52 | 3,2 | 32,4 | 0,030 |
| 140 | 0,35 | 2,1 | 49 | 0,020 | 0,43 | 2,5 | 40 | 0,025 | 0,55 | 3,5 | 30,7 | 0,032 |
| 150 | 0,37 | 2,2 | 46 | 0,022 | 0,46 | 2,7 | 38 | 0,026 | 0,58 | 3,7 | 29,4 | 0,034 |
| 160 | 0,40 | 2,3 | 43 | 0,024 | 0,48 | 2,8 | 36 | 0,027 | 0,61 | 4,1 | 28,0 | 0,036 |
| 170 | 0,42 | 2,4 | 41 | 0,025 | 0,49 | 2,9 | 35 | 0,028 | 0,65 | 4,5 | 27,0 | 0,038 |
| 180 | 0,44 (4/9) | 2,6 | 39 | 0,026 | 0,5 (1/2) | 3 | 34 | 0,029 | 0,66 (2/3) | 5 | 26 | 0,039 |
| 190 | 0,45 | 2,6 | 38,0 | 0,026 | 0,51 | 3,1 | 33,2 | 0,029 | 0,69 | 5,5 | 25,0 | 0,040 |
| 200 | 0,46 | 2,6 | 37,4 | 0,027 | 0,52 | 3,2 | 32,4 | 0,031 | 0,71 | 5,9 | 24,0 | 0,042 |
| 210 | 0,46 | 2,6 | 36,8 | 0,027 | 0,53 | 3,3 | 31,7 | 0,031 | 0,72 | 6,2 | 23,5 | 0,043 |
| 220 | 0,41 | 2,7 | 36,3 | 0,028 | 0,54 | 3,4 | 31,2 | 0,032 | 0,73 | 6,4 | 23,0 | 0,044 |
| 230 | 0,47 | 2,7 | 35,8 | 0,028 | 0,55 | 3,5 | 30,7 | 0,032 | 0,74 | 6,7 | 22,8 | 0,044 |
| 240 | 0,48 | 2,8 | 35,4 | 0,029 | 0,56 | 3,6 | 30,2 | 0,033 | 0,75 | 7,0 | 22,6 | 0,044 |
| 250 | 0,48 | 2,8 | 35,1 | 0,029 | 0,57 | 3,7 | 29,8 | 0,033 | 0,76 | 7,3 | 22,4 | 0,045 |
| 260 | 0,49 | 2,9 | 34,8 | 0,030 | 0,58 | 3,8 | 29,4 | 0,034 | 0,77 | 7,7 | 22,2 | 0,045 |
| 270 | 0,49 | 2,9 | 34,5 | 0,030 | 0,59 | 3,9 | 29,0 | 0,034 | 0,78 | 8,1 | 22,0 | 0,045 |

Примечание. Для клинового ремня толщина $\delta = 2y_0$, где y_0 — табличный параметр сечения ремня [4, с. 139, табл. 12].

Активная система пневматического поддрессоривания со ступенчатым изменением жесткости¹

Разработаны устройство и принципы построения системы ступенчатого управления жесткостью пневматической подвески транспортного средства, позволяющие использовать разные алгоритмы изменения жесткости.

Ключевые слова: пневматическая рессора, жесткость, система управления, демпфирование, микропроцессор.

The design and construction principles of stepped control system of stiffness of pneumatic suspension of a transport vehicle, which allows applying different algorithms of stiffness variation, are developed.

Keywords: pneumatic spring, stiffness, control system, damping, microprocessor.

Современные средства виброзащиты — достаточно сложные конструкции, состоящие, как правило, из дорогостоящих измерительных и исполнительных элементов активного управления параметрами виброзащитного устройства. Для уменьшения числа таких элементов авторы разработали квазиоптимальный алгоритм управления жесткостью пневматической рессоры.

На базе современной микропроцессорной техники возможно создание компактных исполнительных устройств активной системы виброзащиты с достаточно сложными алгоритмами управления. В работах [1, 2] обоснована оптимальность алго-

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора № 9905/17/07-К-12 между ОАО "КАМАЗ" и МГТУ им. Н. Э. Баумана.

ритма изменения жесткости или демпфирования в системах поддрессоривания, основанного на изменении знака произведения относительной скорости виброподвеса и абсолютной скорости поддрессоренной массы. В данной работе рассматривается получение квазиоптимального алгоритма, основанного на изменении силы в виброподвесе.

Управление происходит по давлению согласно управляющей функции:

$$U(t) = \begin{cases} 0, p > p_{av}, \frac{dp}{dt} > 0; \\ 0, p > p_{av}, \frac{dp}{dt} < 0, (p \leq p_{av} + \Delta p_1) \text{ или } (t - t_1 < T) \\ \text{или } (p \geq p_{max} - \Delta p_2); \\ 1, p > p_{av}, \frac{dp}{dt} < 0, p > p_{av} + \Delta p_1, t - t_1 \geq T, \\ p < p_{max} - \Delta p_2; \\ 0, p < p_{av}, \frac{dp}{dt} < 0; \\ 0, p < p_{av}, \frac{dp}{dt} > 0, (p \geq p_{av} - \Delta p_1) \text{ или } (t - t_1 < T) \\ \text{или } (p \leq p_{min} + \Delta p_2); \\ 1, p < p_{av}, \frac{dp}{dt} > 0, p < p_{av} - \Delta p_1, t - t_1 \geq T, \\ p > p_{min} + \Delta p_2, \end{cases} \quad (1)$$



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

согласующиеся с экспериментальными данными, полученными при испытаниях ременных передач с установленным стандартом ISO базовым углом обхвата $\alpha = 180^\circ$ [1, 4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Крайнев А. Ф.** Механика машин: Справочник. М.: Машиностроение, 2000. 904 с.
2. **Дроздов Ю. Н.** Передаточные механизмы. Трение, изнашивание, смазка: Справочник. Кн. 2. М.: Машиностроение, 1979. С. 113—147.
3. **Прикладная механика.** В. М. Осецкий, Б. Г. Горбачев, Г. А. Доброборский и др. М.: Машиностроение, 1977. 488 с.
4. **Иосилевич Г. Б.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.

5. **Кожевников С. Н.** Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1973. 592 с.
6. **Воробьев И. И.** Передача с ремнем круглого сечения. М.: ЭНИМС. 1987. 12 с.
7. **Польцер Г., Майсснер Ф.** Основы трения и изнашивания (пер. с нем.). М.: Машиностроение, 1984. 264 с.
8. **Пожбелко В. И.** Механическая модель трения и нахождение универсальных триботехнических констант // Изв. Челябинского научного центра. Челябинск: УрО РАН, 2000. Вып. 1. С. 33—38.
9. **Пожбелко В. И.** Силловые закономерности трения упруго-деформируемой ременной передачи (новая постановка задачи Эйлера) // Изв. Челябинского научного центра. Челябинск: УрО РАН, 2000. Вып. 3. С. 56—62.
10. **Пожбелко В. И.** Сравнительный анализ предельной тяговой способности плоско-, кругло- и клиноременной передач // Вестник машиностроения. 2015. № 3. С. 25—29.



Рис. 1. Схема состояний разработанной системы

где p — текущее давление; t — текущее время; p_{av} — статическое давление в пневморессоре; Δp_1 — наименьшее отклонение давления, с которого начинается его спад; Δp_2 — наименьший спад давления для изменения сигнала управляющей функции; T — время ожидания спада давления.

Функция $U(t) = 0$ соответствует пониженной жесткости C_1 ; функция $U(t) = 1$ — повышенной жесткости C_2 , т. е. $C_2 > C_1$.

Идея основана на определении такого времени задержки, при котором эффективность описанного квазиоптимального алгоритма приблизится к алгоритмам, описанным в работах [3, 4]. Разработанный алгоритм соответствует автоматической системе (далее — автомат), диаграмма состояния которой описывается схемой на рис. 1.

Считываемые значения давления записываются и хранятся в очереди, организованной по принципу FIFO, в которой текущее значение всегда усредняется по последним N значениям, т. е. в очереди реализуется "фильтр скользящего среднего" для устранения высокочастотных выбросов.

С момента запуска системы управления данные накапливаются до заполнения очереди, а затем автомат переходит в состояние "давление вблизи среднего", что соответствует $U(t) = 0$. Если в этом состоянии отклонение текущего значения от среднего превысит заданный порог, т. е. выполнится условие $p > (p_{av} + \Delta p_1)$ при $p > p_{av}$ или $p < (p_{av} - \Delta p_1)$ при $p < p_{av}$; (p_{av} — среднее давление, не изменяется; Δp_1 — параметр алгоритма, который в процессе работы также не изменяется; p — текущее давление), то автомат перейдет в состояние "рост давления" и функция не изменится [$U(t) = 0$]. Это со-

стояние сохраняется в течение времени T . Далее ожидается спад давления, который фиксируется, когда разница отклонений максимального (p_{max}) и текущего (p) значений превысит заданное значение Δp_2 . Происходит переход в состояние "спад давления" [$U(t) = 1$], в котором автомат находится до тех пор, пока давление снова не окажется "вблизи среднего", после чего автомат возвращается в состояние "давление вблизи среднего" [$U(t) = 0$].

Работу автомата можно представить двумя графиками (рис. 2): изменения давления p и изменения управляющей функции $U(t)$, нижнее положение $U(t) = 0$ которой соответствует пониженной жесткости (C_1), верхнее $U(t) = 1$ — повышенной жесткости (C_2). На участке до t_1 автомат находится в состоянии "давление вблизи среднего" [$U(t) = 0$], на участке $t_1 - t_2$ — в состоянии "рост давления" [$U(t) = 0$], на участке $t_2 - t_3$ — "спад давления" [$U(t) = 1$], а после t_3 возвращается к состоянию "давление вблизи среднего" [$U(t) = 0$].

В качестве управляемых элементов использовали клапаны, которые соединяют и разъединяют рабочую полость пневморессоры с дополнительным резервуаром объемом 20 дм³, изменяя таким образом ее жесткость. Разработанная система содержит датчик давления, два клапана, микроконтроллер, в котором запрограммирован вышеописанный алгоритм, и интерфейс сопряжения с компьютером.

Микроконтроллер обеспечивает выборку данных с датчика давления с частотой 100 Гц, а также управление клапанами по заданному алгоритму с последующей передачей текущего состояния виброзащитного устройства (давления и состояния клапанов) на компьютер для визуализации и анализа результатов экспериментов. Параметры алгоритма управления клапаном передаются с компьютера.

Основным модулем разработанной системы является отладочная плата STM32VLDISCOVERY [6] с микроконтроллером STM32F100RB, программирование которого осуществляется через внутри-

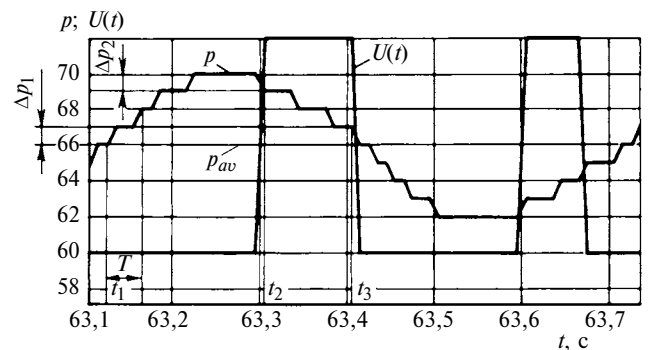


Рис. 2. Функция управления алгоритма (экспериментальные реализации)

схемный ST-Link отладчик-программатор. На вывод 1 — первый канал аналого-цифрового микропроцессора, подается сигнал с датчика давления в диапазоне от 0 до 5 В.

Управление клапанами осуществляет отдельный модуль, который получает питание от источника постоянного тока напряжением 24 В через стабилизатор МС33063А. Драйвер для управления клапанами построен на основе микросхемы мостового усилителя L298Р.

Для связи с компьютером создан модуль, на который подается напряжение 5 В с одного из выводов отладочной платы. Связь с компьютером осуществляется по интерфейсу RS-232 на скорости 9600 Бод без аппаратного и программного управ-

ления потоком и контроля четности. Асинхронный интерфейс реализуется с помощью встроенного последовательного порта микропроцессора. Микросхема PL2303 преобразователя интерфейса в USB, включенная по типовой схеме, обеспечивает согласование уровней микроконтроллера и интерфейса по линиям передачи и приема. Программа микроконтроллера написана на языке СИ, состоит из модуля оцифровки и накопления данных с датчика давления, модуля передачи цифровых данных давления и состояния клапанов на компьютер и модуля управления клапанами по накопленным показаниям датчика давления.

Главный модуль программы, алгоритм которого приведен на рис. 3, при запуске настраивает периферийные узлы микроконтроллера, считывает параметры алгоритма управления клапанами из энергонезависимой памяти ЭСППЗУ и закрывает клапаны. В рабочем режиме программа переходит в бесконечный цикл с оцифровкой текущего значения давления через каждые 10 мс, которое добавляется в очередь значений давления. Автоматически пересчитывается среднее значение из N последних в очереди, число которых устанавливается алгоритмом обработки. После добавления нового значения в очередь вызывается модуль управления клапанами, который в зависимости от значений в очереди и своего текущего состояния в соответствии с принятым алгоритмом открывает или закрывает клапаны.

Программа визуализации данных на компьютере позволяет строить временные диаграммы давления и состояния клапанов, по которым можно изменять временную развертку, сохранять файлы диаграмм для последующего анализа и просматривать их, а также изменять параметры алгоритма управления клапанами [5].

Возможности и основные характеристики разработанной системы управления исследовали на испытательном стенде с пневматической подвеской, используя алгоритм, в который включены отдельные, наиболее значимые параметры управления виброзащитными устройствами. Для проверки эффективности алгоритма записывались ускорения подрессоренной массы (в единицах внутренней измерительной системы — В) (рис. 4).

На основании полученных данных при плавном изменении частоты колебаний от 0 до 2 Гц были построены спектры вертикальных ускорений подрессоренной массы. Спектры, построенные без использования алгоритма (с открытыми клапанами), сравнили со спектрами, полученными с использованием алгоритма. Согласно полученным данным применение разработанной системы незначительно (в среднем на 1,7 %) уменьшает среднеквадра-

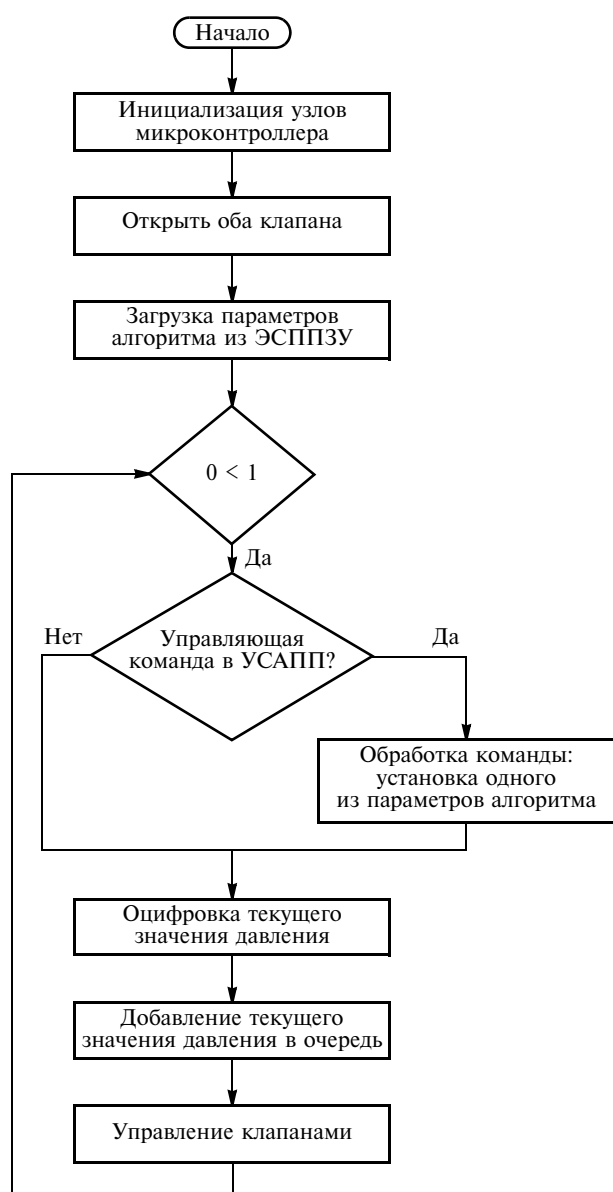


Рис. 3. Модуль оцифровки и накопления данных с датчика давления

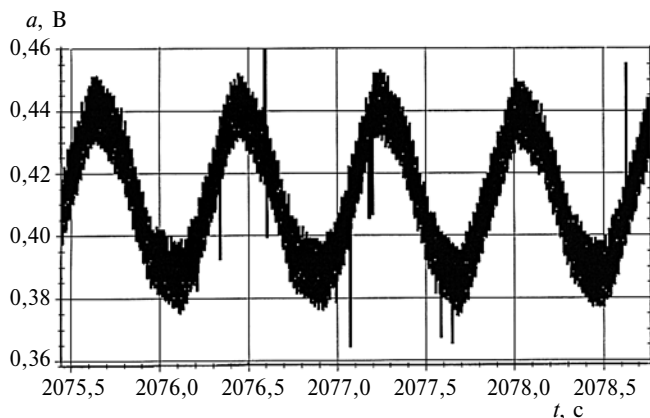


Рис. 4. Экспериментальная запись ускорения поддресоренной массы в текущем времени

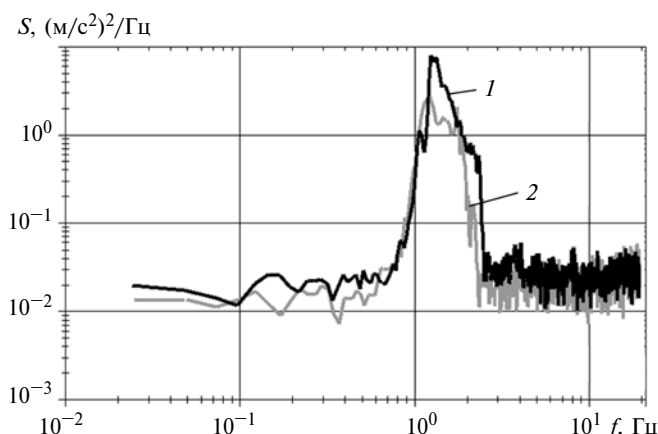


Рис. 5. Спектры ускорений поддресоренной массы при открытых клапанах (1) и использовании алгоритма регулирования жесткости подвески при закрытии клапанов на 0,1 с (2) и СКО = 1,65057 (1) и 1,1842 (2)

тическое отклонение (СКО) вертикальных ускорений виброизолированного объекта в рабочем интервале частот $f = 0,8 \div 2$ Гц. Эксперименты с другими значениями параметров алгоритма показали, что продолжительность этапа "спад давления", во время которого клапаны закрыты, увеличилась, а СКО уменьшилось в среднем на 6,8 %.

Был реализован алгоритм при фиксированной продолжительности спада давления: клапаны закрывали на 0,1, 0,2 и 0,3 с, при этом СКО уменьшались соответственно на 28,3; 27,1 и 0,2 %. На рис. 5 приведены усредненные спектры ускорений поддресоренной массы при открытых клапанах (линия 1) и использовании алгоритма регулирования жесткости подвески (линия 2) при закрытии клапанов на 0,1 с.

Для учета разных скоростей движения поддресоренной массы при растяжении и сжатии использовали модернизированный алгоритм, в котором среднее значение давления, характерное для изме-

нения состояния автомата, изменяется в соответствии с определенным коэффициентом. Эксперименты с модифицированным алгоритмом проводили при коэффициентах 1,3 и 1,5, при которых изменение СКО соответственно увеличилось в среднем на 4,1 % и уменьшилось в среднем на 18,3 % по сравнению со СКО при постоянно открытых клапанах. Анализ результатов экспериментальных исследований показал, что наиболее эффективен вариант с постоянным временем закрытия клапанов. При увеличении времени закрытия клапанов эффективность работы системы уменьшается. Однако данная модификация алгоритма не даст положительных результатов при несинусоидальных воздействиях.

Отрицательный эффект — вариант алгоритма с коэффициентом 1,3 увеличения среднего значения давления, требует дальнейшего изучения; при коэффициенте 1,5 применение системы дало положительный результат.

Таким образом, применение предлагаемого устройства управления жесткостью пневмоподвески при выборе оптимального алгоритма улучшает демпфирование колебаний поддресоренной массы, а следовательно, обеспечивает более комфортное движение автомобиля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Горобцов А. С. Исследование возможностей системы виброзащиты со ступенчато изменяющимися параметрами // Влияние вибрации на организм человека и проблемы виброзащиты: Тез. докл. IV всесоюз. симпозиума. М.: ИМАШ им. А. А. Благодирова, 1982. С. 74, 75.
2. Хамитов Р. Н. Синтез системы управления импульсным электродинамическим клапаном пневмоамортизатора // Справочник. Инженерный журнал. 2008. № 2. С. 62—64.
3. Расчетные исследования эффективности применения активных подвесок на внедорожном автомобиле / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, Л. А. Рыбак, А. В. Синев // Плавность хода экологически чистых автомобилей в различных дорожных условиях и летательных аппаратов при приземлении и торможении: Тез. 1-й междунар. науч.-метод. и науч.-исслед. конф. М.: МАИ, 1997. С. 59, 60.
4. Свид. 2011611190 о гос. регистрации программы для ЭВМ. Комплекс для исследования алгоритмов работы системы управления демпфированием автомобиля.
5. Karnopp D., Crosby M. J., Harwood R. A. Vibration control using the semi-active force generators // ASME J. Eng. Ind. 1974. V. 96. P. 619—626.
6. <http://www.st.com/web/en/catalog/tools/FM116/SC959/SS1532/PF250863>.

В. П. МИХАЙЛОВ, д-р техн. наук, А. С. СЕЛИВАНЕНКО, А. М. БАЗИНЕНКОВ, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mikhailov@bmstu.ru

Платформы для активной виброизоляции на основе магнитореологических эластомеров¹

Приведены результаты экспериментальных исследований активного демпфера и платформы для активной виброизоляции на основе магнитореологического эластомера.

Ключевые слова: демпфер, платформа, магнитореологический эластомер, активная виброизоляция, переходный процесс, гистерезис.

The results of experimental researches of the active damper and the platform for active vibration isolation on the base of magnetorheologic elastomer are presented.

Keywords: damper, platform, magnetorheologic elastomer, active vibration isolation, transient process, hysteresis.

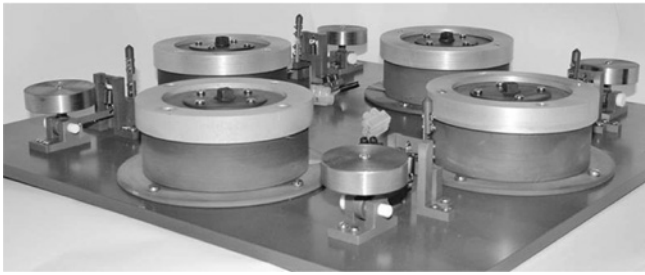
В производстве изделий нано- и микроэлектроники используют прецизионное аналитическое оборудование: сканирующие зондовые микроскопы (туннельные, атомно-силовые и др.), оптические микроскопы, контрольно-измерительные машины и др. [1–3]. Внешние возмущающие воздействия ухудшают качество контроля и, в частности, увеличивают погрешности сканирования зондов. Наиболее эффективный способ компенсации этих воздействий — активная виброизоляция оборудования [4, 5]. Решить эту задачу позволяет разработанная активная виброизолирующая платформа на основе магнитореологических эластомеров — композитов, состоящих из силикона и магнитоактивных микрочастиц [6]. Такие материалы при действии магнитного поля могут обратимо деформироваться и менять модуль упругости. Эти свойства позволяют улучшить демпфирование по сравнению с обычными вязкоупругими системами. Кроме того, активный демпфер может быть использован как привод микро- и нанопозиционирования для перемещения и стабилизации положения виброизолируемого объекта. Свойства магнитореологического эластомера используются для регулирования параметров точности, динамики и амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) активного демпфера.

¹ Работа выполнена в рамках реализации проектной части Государственного задания № 9.462.2014/К Министерства образования и науки РФ в сфере научной деятельности.

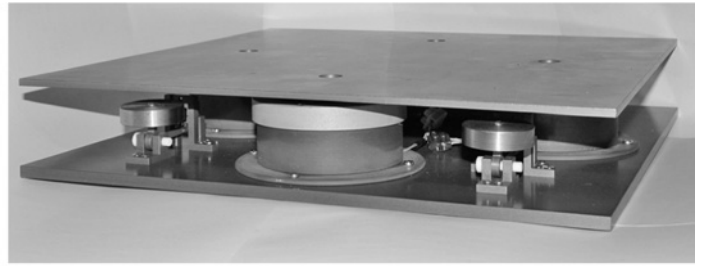
За рубежом разработаны системы активной виброизоляции, в частности, виброзащитные столы на основе пьезоэлектрических преобразователей с активным диапазоном частот от 5 до 13 Гц [4], а также вязкоупругие виброизолирующие столы с отрицательной жесткостью [5], имеющие характеристики: резонансная частота — 0,5 Гц; коэффициент передачи амплитуды виброперемещений — 0,05; рабочий диапазон частот — 4÷60 Гц; нагрузка — до 25 кг. Недостаток столов — малая эффективность подавления колебаний (коэффициент передачи более 0,1) при частотах менее 4÷5 Гц. Таким образом, проблема создания активной виброизолирующей системы для работы в низкочастотном диапазоне от 0,5 до 200 Гц с высокой степенью подавления колебаний для прецизионного оборудования является чрезвычайно актуальной. Преимущества активной виброизоляции с использованием магнитореологических эластомеров — больший по сравнению с пьезоэлектрическими преобразователями диапазон перемещений (до 1 мм), более эффективное поглощение энергии колебаний и возможность активного управления АЧХ с миллисекундным быстрым действием и нанометровой точностью перемещений [7, 8].

В МГТУ им. Н. Э. Баумана на кафедре "Электронные технологии в машиностроении" разработаны и изготовлены экспериментальные образцы виброизолирующей платформы и активных демпферов на основе магнитореологических эластомеров и узлов упругой подвески с массовым корректором. На рис. 1 показана платформа, которая содержит четыре активных демпфера и четыре узла упругой подвески с корректором массы, расположенных по углам платформы.

На рис. 2 показан активный демпфер, который содержит электромагнитную систему и мембрану из магнитореологического эластомера (МРЭ) с жестким центром, образующим в электромагнитной системе рабочий воздушный зазор. Демпфер работает следующим образом: при подаче управляющего тока в электромагнитную катушку в электромагнитной системе возникает замкнутое магнитное поле. В мембране формируется радиальное магнитное поле, индукция которого имеет максимум вблизи жесткого центра. Под действием магнитной индукции мембрана с жестким центром пе-



а)



б)

Рис. 1. Платформа для активной виброизоляции без верхней плиты (а) и с верхней плитой (б)

ремещается в осевом направлении в пределах воздушного зазора.

Узел упругой подвески виброизолирующей платформы представляет собой горизонтальный маятник с регулируемой несущей пружиной и массовым корректором. Масса маятника эквивалентна $1/4$ массы виброизолируемого объекта. Узлы упругой подвески позволяют настраивать платформу для активной виброизоляции на требуемую массу объекта с помощью регулируемой несущей пружины и резонансную частоту с помощью корректора массы [9].

Исследовали следующие параметры активного демпфера и виброизолирующей платформы: время переходного процесса; коэффициент передачи амплитуды виброперемещений (КПАВ) и механический гистерезис. Схема подключения экспериментальной оснастки к активному демпферу 1 показана на рис. 3. Экспериментальный стенд содержит: генератор 2 сигналов; емкостные датчики 3 перемещений; аналого-цифровые преобразователи (АЦП); задатчик 4 гармонических колебаний — напольный вибратор 12 МВЭ 2/50-010.

Время переходного процесса при перемещении активного демпфера из одного положения в другое определяет его максимальную рабочую частоту при активном подавлении колебаний. Динамические характеристики активного демпфера, который работает как привод микро- и нанопозиционирования, определяются временем переходных процессов при его перемещении в режимах: пошаговом, непрерывном следящем или стабилизации положения. Исследовали постоянную времени при пошаговом перемещении демпфера из одной точки в другую для разных значений управляющего ступенчатого сигнала, который подавался с блока постоянного тока (на рис. 3 не показан) в диапазоне силы тока $I = 0,1 \div 0,9$ А с шагом 0,1 А.

Графики переходных процессов при пошаговом перемещении демпфера показаны на рис. 4. Зависимость времени переходного процесса от управляющего тока представлена на рис. 5, согласно ко-

торому при силе тока $I > 0,1$ А постоянная времени уменьшается, а при $I = 0,3$ А — стабилизируется, при этом минимальное время переходного процесса составило 30 мс. Быстродействие демпфера можно повысить, используя систему обратной связи в активном режиме его работы.

Коэффициент передачи амплитуды виброперемещений является основным параметром активного демпфера и определяется отношением амплитуды колебания виброизолируемого объекта к амплитуде колебания основания. Для определения

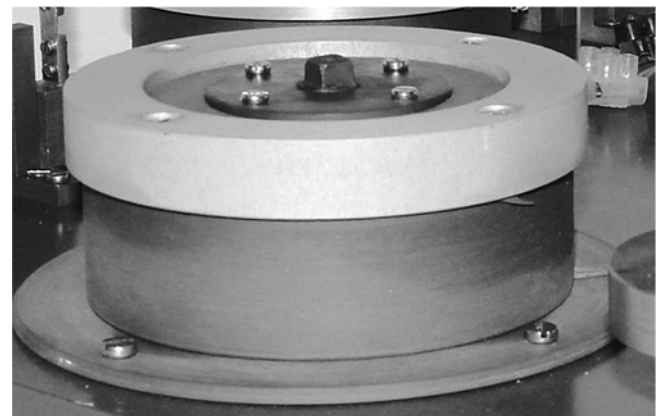


Рис. 2. Экспериментальный образец активного демпфера на основе магнито-реологического эластомера

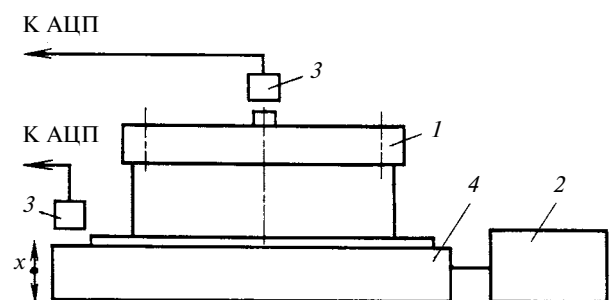


Рис. 3. Схема подключения экспериментальной оснастки к активному демпферу

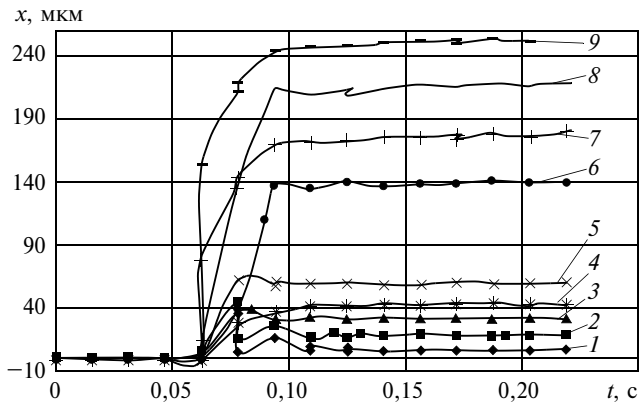


Рис. 4. Зависимости пошагового перемещения x активного демпфера от времени t при $I = 0,1$ (1), $0,2$ (2), $0,3$ (3), $0,4$ (4), $0,5$ (5), $0,6$ (6), $0,7$ (7), $0,8$ (8) и $0,9$ А (9)

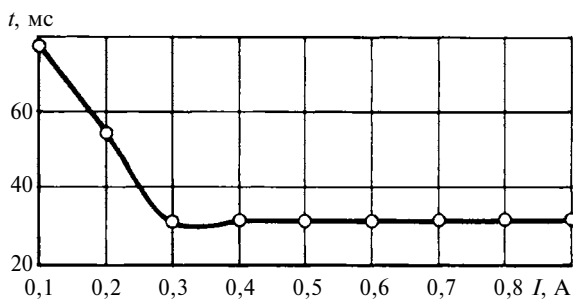


Рис. 5. Зависимость времени t переходного процесса от силы I управляющего тока

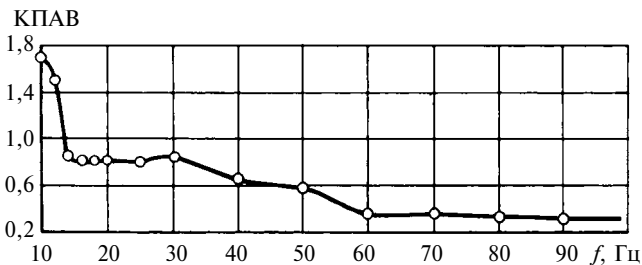


Рис. 6. АЧХ активного демпфера

КПАВ использовали экспериментальный стенд, схема которого показана на рис. 3. С помощью генератора сигналов задавали частоту вибраций основания в диапазоне от 10 до 100 Гц и амплитуду виброперемещений, которая составляла 300 мкм. Сигналы перемещений демпфера и основания определялись с помощью двух датчиков и подавались на АЦП и управляющий компьютер. Измерения проводили при нулевом управляющем токе. Зависимость КПАВ от частоты f колебаний (АЧХ) активного демпфера показана на рис. 6. При пассивном режиме работы на частоте $f = 10 \div 60$ Гц в АЧХ демпфера проявляются резонансы, КПАВ демпфе-

ра имеет высокие значения — до 1,7; при частоте $f > 60$ Гц демпфер работает стабильно и КПАВ находится на уровне 0,3.

Для определения КПАВ платформы использовали экспериментальный стенд (рис. 7). Нижняя плита 1 виброизолирующей платформы и датчик 3 гармонических колебаний — напольный вибратор 12 МВЭ 2/50-010, были закреплены на одном основании 4. С помощью генератора 5 сигналов задавали частоту вибраций основания в диапазоне от 10 до 20 Гц и амплитуду его виброперемещений — 300 мкм. Исследования проводили без нагрузки ($P = 0$) и с нагрузкой $P = 4,8$ кг. Сигналы перемещений верхней 2 и нижней 1 плит платформы определяли с помощью двух датчиков 6, передавали на АЦП и управляющий компьютер. Измерения проводили при нулевом управляющем токе. На рис. 8 приведена АЧХ виброизолирующей платформы.

Результаты экспериментов показали, что при пассивном режиме работы платформы без нагрузки и частоте $f = 10 \div 20$ Гц зависимость имеет максимум при $f = 15$ Гц. При этом возникают резонансы

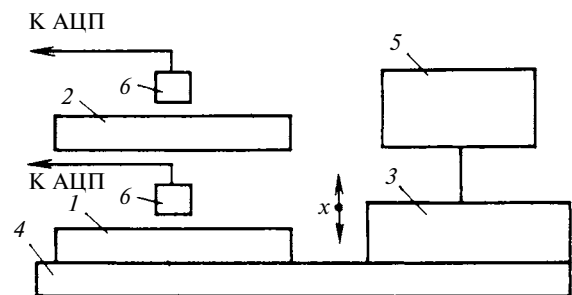


Рис. 7. Схема подключения экспериментальной оснастки к виброизолирующей платформе

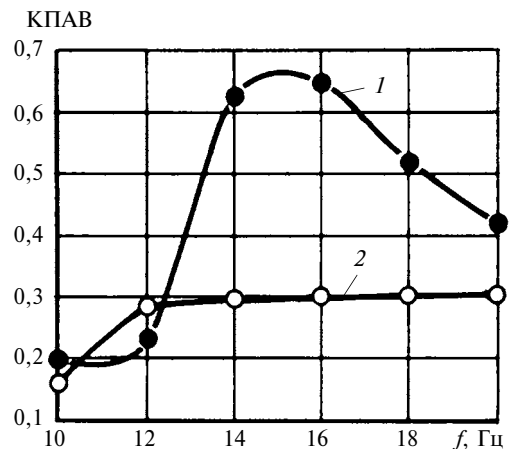


Рис. 8. АЧХ виброизолирующей платформы без нагрузки (1) и с нагрузкой (2)

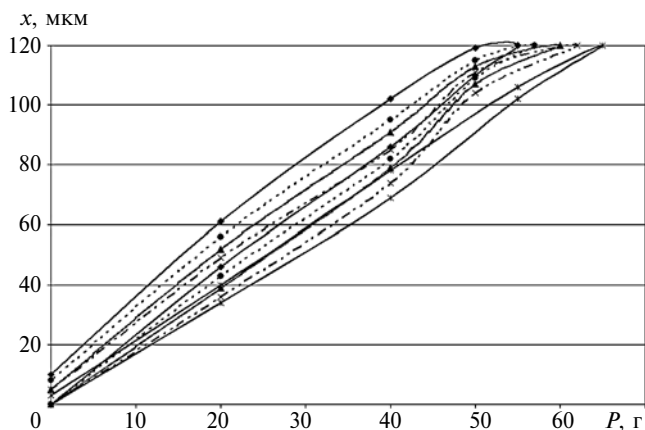


Рис. 9. Механический гистерезис активного демпфера для фиксированных значений управляющего тока $I = 0$ (♦), $0,5$ (●), 1 (▲), $1,5$ (×) и 2 А (※)

и КПАВ достигает значения $0,65$. При работе платформы с нагрузкой $P = 4,8$ кг узлы упругой подвески с корректором массы настраиваются на заданный вес, обеспечивая минимальную жесткость и резонансную частоту платформы с виброизолируемым объектом. При этом КПАВ уменьшается до $0,3$ и стабилизируется в диапазоне $f = 12 \div 20$ Гц.

Для оценки эффективности поглощения энергии вибраций МР демпфера при пассивном режиме и разных управляющих токах были проведены измерения механического гистерезиса (рис. 9) экспериментального образца активного демпфера с МРЭ (см. рис. 2). Энергия, поглощаемая при его деформации за один цикл колебаний, определяется площадью S петли гистерезиса, выражаемой формулой

$$S = \int_0^{X_{\text{нас}}} f(I) dx + \int_{X_{\text{нас}}}^{X_{\text{ост}}} f(I) dx,$$

где $f(I)$ — сила деформации, действующая на мембрану при фиксированном управляющем токе (на рис. 9 приведены зависимости перемещений x от действующей на демпфер нагрузки P); $X_{\text{нас}}$ — деформация мембраны из МРЭ при действии нагрузки от 0 до P_{max} , при которой перемещение стремится к асимптотическому значению (насыщению), в данном случае равному 120 мкм для всех значений управляющего тока; $X_{\text{ост}}$ — остаточная деформация мембраны при снятии нагрузки.

Площадь петли гистерезиса определяется разностью между работой, затраченной при нагрузке мембраны, и работой, полученной при ее разгрузке. Работа разгрузки отрицательна, так как она не затрачивается, а выделяется. Таким образом, пло-

щадь петли гистерезиса определяет эффективность поглощения энергии колебаний демпфером, которая расходуется в магнитоэластичном эластомере на изменение энтропии при необратимой вязкой деформации, на повышение температуры, на активацию химических процессов.

Так, для гистерезиса мембраны диаметром 100 мм и толщиной 10 мм площадь петли, а следовательно, поглощаемая энергия при силе управляющего тока $I = 0; 0,5; 1,0; 1,5$ и $2,0$ А составляет соответственно: $2,78 \cdot 10^{-5}$; $2,34 \cdot 10^{-5}$; $2,18 \cdot 10^{-5}$; $2,01 \cdot 10^{-5}$ и $1,41 \cdot 10^{-5}$ Дж.

Таким образом, с увеличением силы тока, подаваемого на электромагнитную катушку, эффективность поглощения энергии колебаний демпфером снижается. Это можно объяснить тем, что с увеличением силы тока повышаются жесткость мембраны и ее модуль упругости, соответственно, уменьшается необратимая вязкая деформация при сдвиге соседних слоев магнитоэластичного эластомера. Это приводит к уменьшению энергии, поглощаемой при одном цикле деформации мембраны.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Быков В. А.** Инструменты нанотехнологий сегодня и завтра // Наноиндустрия. 2010. Спецвыпуск. С. 10—14.
2. **Борисенко В. Е., Воробьева А. И., Уткина Е. А.** Нанoeлектроника. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2009. 223 с.
3. **Попов В. В., Салецкий А. М.** Наномеханообработка // Возможности и перспективы. Российские нанотехнологии. 2008. № 9—10. С. 32—35.
4. **Active Vibration Isolation.** Accurion. Режим доступа: <http://www accurion.com>.
5. **Vibration Isolation Products.** Minus K® Technology, Inc. Режим доступа: <http://www.minusk.com>.
6. **Исследование** свойств и новое применение магнитных силиконовых композитов / А. И. Горбунов, В. П. Михайлов, Г. В. Степанов и др. // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2008. № 1 (70). С. 90—107.
7. **Системы** точного позиционирования и активной виброизоляции для нанотехнологического оборудования / В. П. Михайлов, А. М. Базиненков, И. К. Зобов и др. // Наноинженерия. 2011. № 3. С. 47—57.
8. **Магнитоэластичные** устройства активной виброизоляции и позиционирования для прецизионного вакуумного оборудования / В. П. Михайлов, А. М. Базиненков, И. К. Зобов и др. // Вакуумная техника и технология. 2011. Т. 21. № 3. С. 165—169.
9. **Виброзащитные** системы с квазиулеевой жесткостью / П. М. Алабужев, А. А. Гритчин, Л. И. Ким и др.; Под ред. К. М. Рагульскиса. Л.: Машиностроение, 1986. 96 с.

Новый кулачково-винтовой механический пресс¹

Создан новый кулачково-винтовой механический пресс, отличающийся высоким КПД, простотой конструкции и надежностью. На его основе разработана схема листогиба.

Ключевые слова: механический пресс, кривошипный пресс, кулачково-винтовой пресс, штамповка, листогиб.

The new cam-screw mechanical press with a high coefficient of efficiency, simple structure and reliability is created. The scheme of the sheet bender is developed on its base.

Keywords: mechanical press, crank press, cam-screw press, forming, sheet bender.

До настоящего времени для обработки металлов давлением использовали прессы четырех типов: кривошипный, кулачковый, винтовой и гидравлический, каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки. Наиболее широко применяются кривошипные прессы, которые отличаются простотой конструкции и быстродействием, однако у них есть и недостатки [1]. Поэтому был разработан механический пресс нового типа — кулачково-винтовой, в котором отсутствуют недостатки кривошипного прессы [2, 3].

Кулачково-винтовой пресс (рис. 1) включает в себя [2, 4, 5]: приводной вал 1, на котором соосно расположен цилиндр 2 с конической винтовой поверхностью 3 (α — угол наклона образующей AE винтовой поверхности к оси вала 1, β — угол скоса винтовой поверхности); под цилиндром 2 установлен ползун 4, который может перемещаться в корпусе 5; в верхней части ползуна 4 имеется вогнутая поверхность 6, контактирующая с винтовой поверхностью.

Вращение вала 1 с цилиндром 2 осуществляется посредством привода. При этом нижняя часть поверхности 3 (отрезок AB) перемещается вдоль оси вала 1 к поверхности 6 и, пройдя путь длиной l_x , вступает в контакт с поверхностью 6 по отрезку CD . При дальнейшем перемещении поверхность 3 воздействует на поверхность 6 с некоторой силой, ползун 4, перемещаясь вниз, сжимает пружину 7.

Вместе с ползуном 4 перемещается инструмент 8, который вдавливаются в заготовку 13. Ползун 4 двигается вниз до тех пор, пока точка A не совместится с точкой D , при этом нижняя образующая AB проходит путь длиной l_p . Затем поверхность 3 отходит от поверхности 6, ползун 4 вместе

с инструментом 8 под действием пружины 7 поднимается вверх в исходную позицию. Точка A перемещается на расстояние l_c , после чего поверхность 3 завершает свой полный оборот и весь цикл повторяется. Для уменьшения трения поверхности 3 и 6 смазывают маслом.

Для отключения прессы механизмом 10 необходимо переместить цилиндр 2 вправо. Кулачки 11 цилиндра 2 выйдут из зацепления с пазом 12 полумуфты, цилиндр 2 повернется относительно вала 1. Если цилиндр 2 поджат пружиной 9, стремящейся вывести его из зацепления с валом 1, то размыкание контакта поверхностей 3 и 6 происходит автоматически после окончания каждого цикла. Смыкание кулачков 11 и пазов 12 осуществляется передвижением механизма 10 влево.

Предлагаемая конструкция представляет собой трехклиновый механизм: первый клин обусловлен наличием угла γ , второй клин создает угол α_A (рис. 2), третий — угол β (см. рис. 1).

Силу прессы в зависимости от силы Q вращения вала рассчитывают по формуле

$$P_0 = \frac{Qh_1/h}{\operatorname{tg}\gamma\operatorname{tg}(\beta+\psi)} + \frac{Qh_2/h}{\operatorname{tg}(\alpha_A+\psi)},$$

где $\operatorname{tg}\alpha_A \approx \frac{\Delta R}{2R_{i\text{cp}}\pi} = \frac{t\operatorname{tg}\alpha}{2\pi R_{i\text{cp}}}$; $h_1 = l_p\operatorname{tg}\beta$; $h_2 = l_p\operatorname{tg}\alpha$; ψ — угол трения; $R_{i\text{cp}}$ — средний радиус спирали

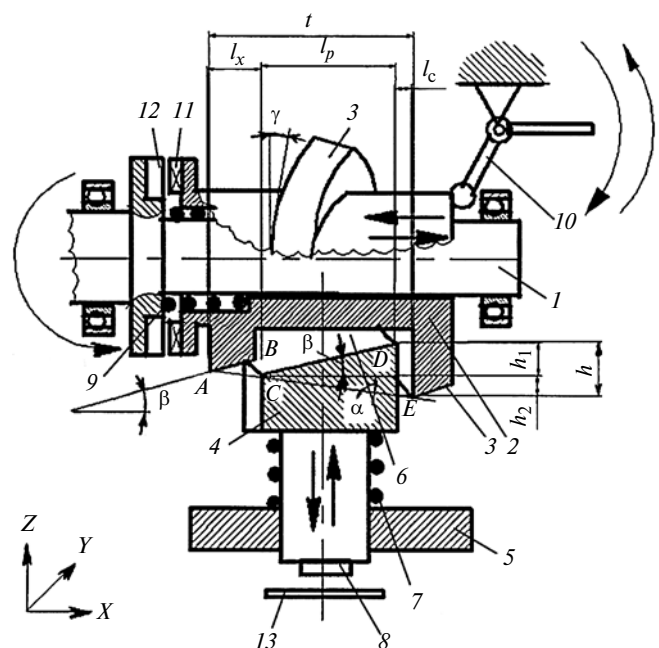


Рис. 1. Схема кулачково-винтового прессы

¹ Работа выполнена по гранту № 2003 (2012—2014 гг.) Министерства образования и науки Республики Казахстан.

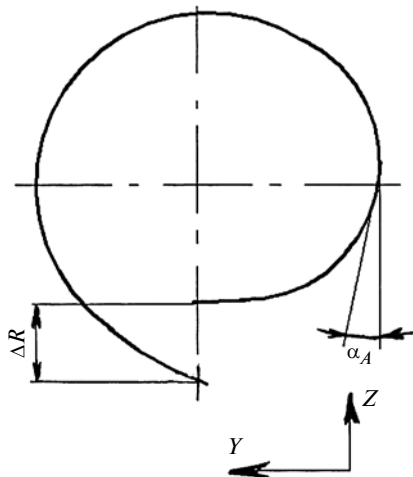


Рис. 2. Контур винтовой поверхности в плоскости YZ (спираль Архимеда)

Архимеда; ΔR — изменение радиуса спирали Архимеда за один оборот винта (см. рис. 2).

Выразим силу P_0 через крутящий момент M :

$$P_0 = \frac{Mh_1/h}{\left(R_0 + \frac{t \operatorname{tg} \alpha \varphi_i}{360}\right) \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg}(\beta + \psi)} + \frac{Mh_2/h}{\left(R_0 + \frac{t \operatorname{tg} \alpha \varphi_i}{360}\right) \operatorname{tg}(\alpha_A + \psi)},$$

где R_0 — начальный радиус-вектор; φ_i — угол поворота вала.

Пример. Определим P_0 при следующих параметрах обработки давлением: $M = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $P_0 = 0,1 \text{ Н}$; $\alpha = 15^\circ$; $\beta = 15^\circ$; $\psi = 5,5^\circ$; $\varphi_i = 180^\circ$; $t = 0,08 \text{ м}$.

Используя приведенные выше формулы, получим: $P_0 = 13\,222 \text{ Н}$, ход ползуна $h = 42,9 \text{ мм}$.

Преимущества кулачково-винтового пресса

Разработанный пресс потребляет в зависимости от вида обработки в $1,5 \div 2$ раза меньше электроэнергии, чем кривошипный пресс, так как за время рабочего хода усилие на ползун передается равномерно. Кривошипно-ползунный механизм кривошипного пресса в начале и конце хода практически не передает усилия на ползун. Фаза эффективной передачи усилия (угол $\varphi_{\text{пов}}$ поворота кривошипа) составляет около 90° .

В кривошипном прессе с кривошипом длиной 40 мм и шатуном длиной 800 мм сила вращения кривошипа, приложенная к его концу, составляет 50 000 Н, при этом $P_{0 \text{ max}} = 49\,875 \text{ Н}$, $\varphi_{\text{пов}} = 90^\circ$; фаза эффективного вращения кривошипа от 60 до 150° (рис. 3).

Холостой ход кривошипного пресса составляет 50 % от рабочего цикла. В кулачково-винтовом

прессе холостой ход не превышает 20 % (см. рис. 2), следовательно, производительность нового пресса выше.

Ползун кривошипного пресса движется неравномерно — с ускорением, разработанный пресс отличается равномерностью движения ползуна при рабочем ходе, что обеспечивает меньшую на 20 % скорость изнашивания инструмента.

Ползун нового пресса при рабочем ходе испытывает равномерное нагружение, которые только в конце хода несколько увеличивается без резкого торможения маховика, что значительно снижает вероятность стопорения пресса. Также при подходе ползуна к крайнему нижнему положению усилие пружины увеличивается до максимального и при размыкании контакта ползуна и винтовой поверхности пружина возвращает ползун вместе с инструментом в исходное положение, преодолевая сопротивление обрабатываемой заготовки. Сила возврата кривошипного пресса в крайнем нижнем положении равна нулю. Кроме того, усилия для преодоления последнего миллиметра заготовки может не хватить. Теоретически кривошипный пресс не может оторвать ползун вместе с инструментом после вдавливания в заготовку. Однако если пресс все же прошел крайнее нижнее положение, то в результате упругой деформации звеньев, а также благодаря имеющимся зазорам и силе инерции вращения маховика небольшая кинетическая сила, которая возвращает ползун в исходное положение, имеется, но пресс все же может застопориться. При этом КПД пресса составляет $2 \div 3 \%$ (см. рис. 3).

В новом прессе нет такого узла торможения, как в кривошипном прессе, его функцию выполняют поверхности 3 и 6. Обеспечивается автоматическое отключение ползуна в верхнем положении пресса,

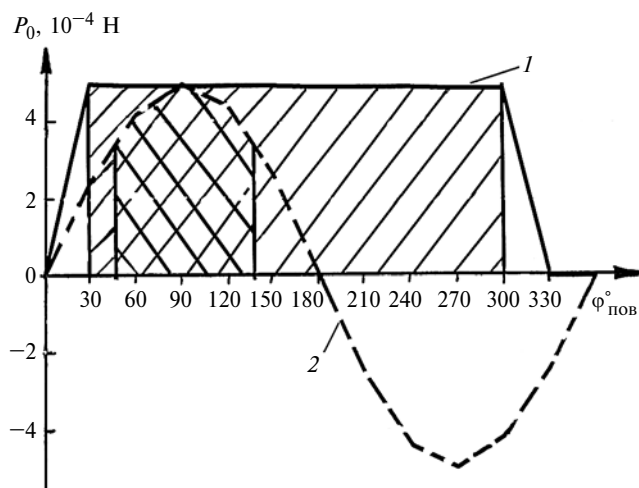


Рис. 3. Зависимости изменения силы P_0 пресса от угла $\varphi_{\text{пов}}$ поворота вала:

1 — в кривошипном; 2 — в кулачково-винтовом прессе; \square и \boxtimes — зоны эффективной работы соответственно для кривошипного и кулачково-винтового прессов

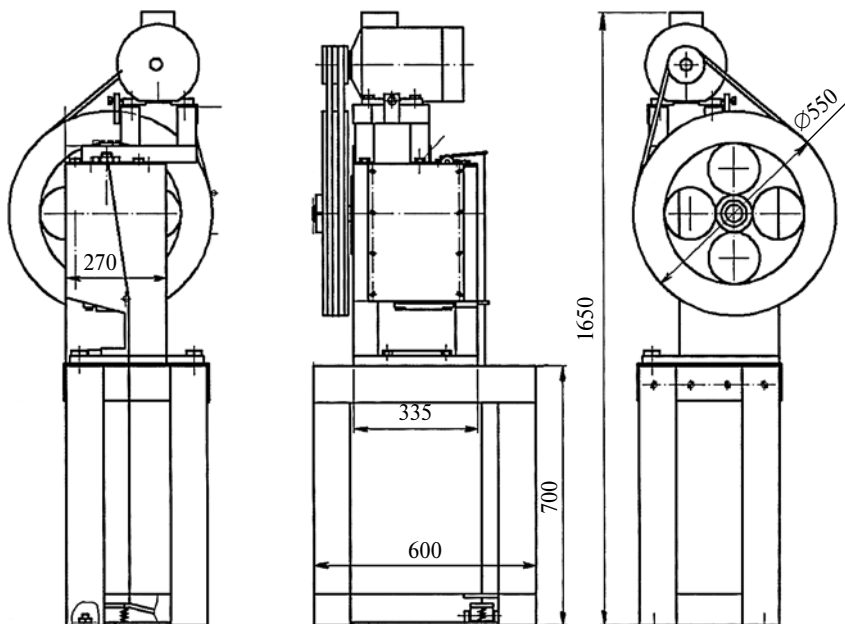


Рис. 4. Общий вид кулачково-винтового пресса

что повышает надежность его останова в конце цикла, снижает затраты электроэнергии на торможение и изнашивание.

Динамические усилия на муфту пресса снижены в 2 раза, так как при его эксплуатации не происходит останова. Кроме того, в прессе нет шатуна, что позволяет уменьшить высоту пресса на 15÷20 %.

Кинематическая цепь нового пресса имеет два звена — винтовой цилиндр и ползун; в кривошипном прессе три звена — кривошип, шатун и ползун. Кроме того, новый пресс отличается большей жесткостью, что обеспечивает более высокую точность и долговечность.

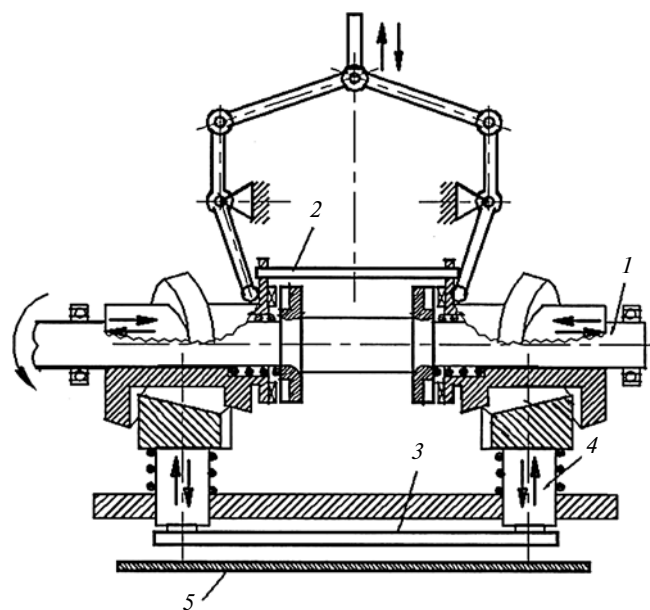


Рис. 5. Схема устройства для гибки листа

Преимуществом является и то, что изнашивание рабочих поверхностей ползуна и винта практически не влияет на работоспособность пресса. В кривошипном прессе даже незначительные износы подшипников шатунной шейки и крепления ползуна выводят его из строя.

Кинематическая схема нового пресса намного проще схем кривошипного, так как в конструкции меньше деталей, что упрощает и удешевляет ее изготовление.

Однако кривошипный пресс имеет преимущество перед новым прессом — можно изменять ход, при этом усилие при уменьшении хода возрастает, а при увеличении — уменьшается. Но отсутствие этой возможности в новом прессе не является большим недостатком. К тому же новый пресс можно использовать для гибки листов.

Был изготовлен опытный образец пресса (рис. 4), который создает рабочее усилие до 60 кН; его габаритные размеры — 600 × 586 × 1650 мм, мощность привода — 1,5 кВт, ход ползуна — 35 мм, частота вращения вала — 120 мин⁻¹. Проведены его испытания — штамповка стальной заготовки толщиной 2 мм, шириной 36 мм при глубине вытяжки 32 мм [6].

На основе нового пресса разработана конструкция листогиба (рис. 5), в котором два рабочих механизма, расположенных на валу 1, работают синхронно. Для этого рабочие механизмы соединены стержнем 2 с возможностью свободного осевого перемещения относительно друг друга. Инструмент 3, установленный на двух ползунах 4, воздействует на заготовку 5. Симметричное расположение двух рабочих механизмов исключает горизонтальные смещения ползунков, так как горизонтальные составляющие рабочих усилий направлены в противоположные стороны и равны по величине.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Свистунов В. Е. Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы. М.: МГИУ, 2008. 680 с.
2. Аскаров Е. С. Механический пресс на основе кулачково-винтового механизма переменной структуры // Тр. конф. "Механизмы переменной структуры и вибрационные машины". Бишкек: [Б. и.], 1995. С. 93—96.
3. Пат. № 3380 Республики Казахстан: МКИ F16H25/08. Кулачково-винтовой механизм.
4. Пат. № 2627 Республики Казахстан: МКИ V30B01/26. Механический пресс.
5. Аскаров Е. С. Механический пресс на основе кулачкового механизма с увеличенным пятном контакта // Вестник машиностроения. 2003. № 12. С. 3—8.
6. <https://www.youtube.com/watch?v=ySkNCmM920E>. Mechanical press.

Новая расчетная силовая схема колесной машины и уравнение ее движения

Предложены новые расчетная силовая схема и уравнение движения колесной машины, в основу которых положено приведение всех действующих сил и моментов к середине пятна контакта колеса с дорогой.

Ключевые слова: колесная машина, дорога, колесо, силовая схема, сила, момент, пятно контакта, уравнение движения.

The new force diagram for calculation and equation of motion of a wheeled vehicle, the basis of which is reduction of all acting forces and moments to the middle of contact patch between wheel and road, are suggested.

Keywords: wheeled vehicle, road, wheel, force diagram, force, moment, contact patch, equation of motion.

Движение колесной машины (автомобиля, трактора, мотоцикла и др.) происходит в результате взаимодействия колес с опорной поверхностью.

Рассмотрим силы, действующие на автомобиль при разгоне на подъеме (рис. 1) [1], где угол α подъема можно выразить отношением

$$H_\alpha/B_\alpha = \operatorname{tg}\alpha = i_\alpha.$$

К центру C масс автомобиля с координатами a , b , h приложены сила тяжести $G = mg$ (m — масса автомобиля, g — ускорение свободного падения) и сила $P_j = mj$ инерции, направленная противоположно ускорению j . Составляющая $P_\alpha = G \sin\alpha$ силы тяжести, параллельная опорной плоскости, препятствует подъему; составляющая $G \cos\alpha$, нормальная к опорной поверхности, прижимает автомобиль к дороге. На высоте h_w центра парусности приложена сила $P_w = kFv^2$ сопротивления воздуха, где $k = c_w\rho/2$ — коэффициент обтекаемости; c_w — коэффициент лобового (аэродинамического) сопротивления; ρ — плотность воздуха; F — лобовая площадь автомобиля; v — скорость движения автомобиля в неподвижной воздушной среде. К буксирному крюку на высоте h_x может быть приложена сила P_x сопротивления прицепа.

Со стороны дороги к колесам автомобиля приложены результирующие нормальных (Z_1 и Z_2) и касательных (X_1 и X_2) реакций. Индексы 1 и 2 обозначают соответственно переднее ведомое и заднее ведущее колеса автомобиля; X_1 и X_2 — результирующие всех касательных сил, действующих в контакте ведомых и ведущих колес с опорной поверхностью, без учета реакций со стороны сил P_w , P_j , P_α и P_x .

Рассмотрим качение ведущего колеса при разгоне (рис. 2), на которое действуют вертикальная

(G_2) и продольная (X_1) силы, обусловленные действием массы автомобиля (влияние сил P_w , P_j , P_α и P_x учтем позднее) и сопротивлением качению ведомого колеса, тяговый момент M , реакции Z_2 и X_2 дороги и момент M_{f2} сопротивления качению. Ввиду неравномерности вращения колеса возникает инерционный момент, направленный противоположно угловому ускорению ε_K :

$$M_\varepsilon = J_K\varepsilon_K,$$

где J_K — момент инерции колеса и связанных с ним вращающихся деталей трансмиссии.

Развиваемый двигателем колесной машины крутящий момент M_e передается трансмиссией к осям ведущих колес, создавая тяговый момент

$$M = (M_e - J_M\varepsilon_M)i\eta,$$

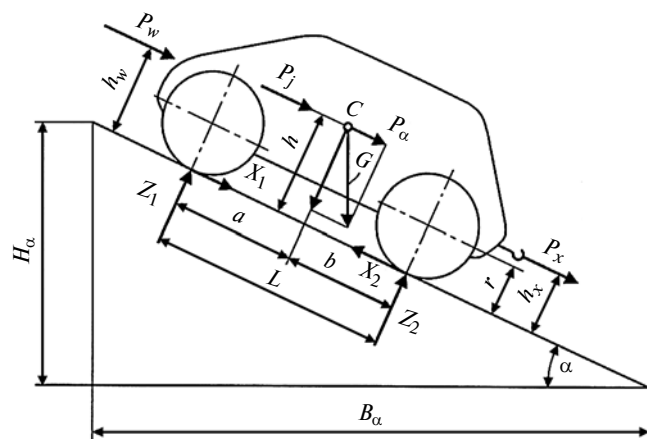


Рис. 1. Силы, действующие на автомобиль при разгоне на подъеме

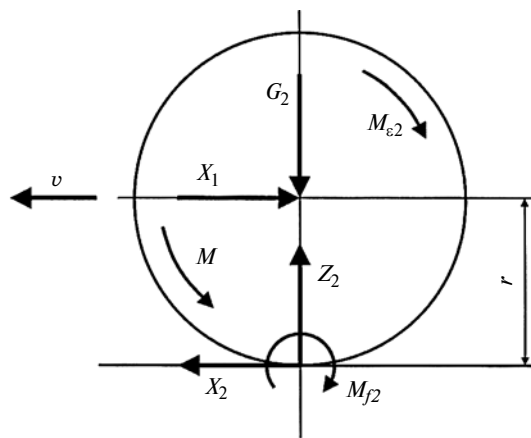


Рис. 2. Силы и моменты, действующие на ведущее колесо при разгоне

где i и η — соответственно передаточное отношение и КПД трансмиссии; J_M и ε_M — момент инерции и угловое ускорение маховика двигателя.

Тяговый момент M , подведенный к колесу, вызывает в контакте шины с дорогой силу сопротивления дороги вращению ведущего колеса, т. е. силу P тяги. Очевидно, что величина силы тяги ограничена максимальной силой сцепления шин с дорогой, которая определяется формулой

$$P_\phi = \phi Z_2,$$

где ϕ — коэффициент сцепления шины с дорогой; Z_2 — нормальная реакция дороги, действующая на ведущее колесо.

Коэффициент ϕ сцепления равен отношению силы, вызывающей равномерное скольжение колеса, к нормальной реакции дороги. В зависимости от направления скольжения различают коэффициент ϕ_x продольного и коэффициент ϕ_y поперечного сцепления. Коэффициент сцепления учитывает трение и механическое зацепление при взаимодействии шины и опорной поверхности (дороги).

Таким образом, какой бы крутящий момент не развивал двигатель или тормозной механизм, максимально возможный момент, реализуемый по условиям сцепления шин с дорогой, составляет

$$M_{\max} = \phi Zr,$$

где r — радиус качения колеса; Z — нормальная реакция дороги.

Касательная реакция дороги, действующая на ведущее колесо при разгоне (см. рис. 2), имеет вид:

$$X_2 = (M - M_\varepsilon - M_{f2})/r - X_1 = (M_\varepsilon - J_M \varepsilon_M) i \eta / r - J_{k2} \varepsilon_{k2} / r - M_{f2} / r - X_1, \quad (1)$$

где $X_1 = J_{k1} \varepsilon_k / r + M_{f1} / r$ — результирующая касательная реакция дороги, действующая на ведомое колесо; $J_M \varepsilon_M$ — инерционный момент, противодействующий ускоренному вращению маховика; i — передаточное отношение трансмиссии; J_{k1} и J_{k2} — моменты инерции соответственно передних и задних колес; $M_{\varepsilon 1} = J_{k1} \varepsilon_k$, $M_{\varepsilon 2} = J_{k2} \varepsilon_k$ — инерционные моменты противодействия ускоренному вращению колес; M_{f1} и M_{f2} — моменты сопротивления качению передних и задних колес автомобиля.

Анализ выражения (1) показывает, что в определении реакций X_1 и X_2 учитываются только приведенный к оси ведущих колес момент двигателя, моменты сопротивления качению колес и инерционные моменты противодействия ускоренному вращению маховика и колес автомобиля.

Определим сумму реакций:

$$X_2 + X_1 = (M_\varepsilon - J_M \varepsilon_M) i \eta / r - J_k \varepsilon_k / r - M_f / r,$$

где J_k — момент инерции всех колес машины; M_f — момент сопротивления качению всех колес машины.

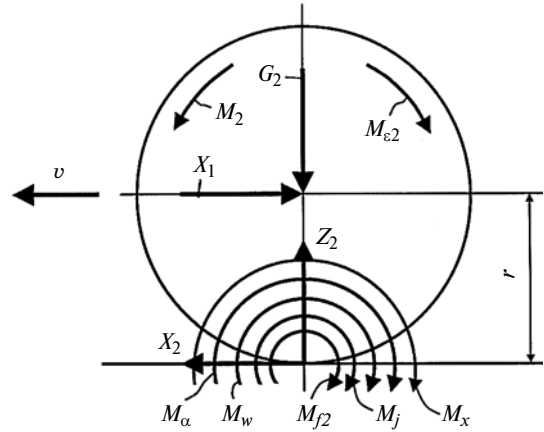


Рис. 3. Расчетная силовая схема автомобиля

Все действующие на корпус машины силы и моменты реализуются только в контакте ведущих колес с опорной поверхностью. Приведем их к центрам пятен контакта ведущих колес с опорной поверхностью. Данные силы создадут крутящие моменты относительно оси вращения ведущих колес (рис. 3):

$$M_w = P_w (h_w - r); \quad M_j = P_j (h - r); \\ M_\alpha = P_\alpha (h - r); \quad M_x = P_x (h_x - r),$$

которые, в свою очередь, вызывают касательные реакции противодействия опорной поверхности:

$$P_{\tau w} = M_w / r = P_w (h_w - r) / r; \\ P_{\tau j} = M_j / r = P_j (h - r) / r; \\ P_{\tau \alpha} = M_\alpha / r = P_\alpha (h - r) / r; \\ P_{\tau x} = M_x / r = P_x (h_x - r) / r.$$

Тогда уравнение движения автомобиля имеет вид:

$$X_2 + X_1 - P_j (h - r) / r - P_w (h_w - r) / r - P_\alpha (h - r) / r - P_x (h_x - r) / r = 0. \quad (2)$$

Раскрыв значения составляющих уравнения (2), получим:

$$(M_\varepsilon - J_M \varepsilon_M) i \eta / r - J_k \varepsilon_k / r - M_f / r - m j (h - r) / r - G \sin \alpha (h - r) / r - k F v^2 (h_w - r) / r - P_x (h_x - r) / r = 0,$$

откуда с учетом того, что $\varepsilon_k = j / r$ и $\varepsilon_M = \varepsilon_k i = j i / r$, получим уравнение движения колесной машины:

$$M_\varepsilon i \eta / r - J_M j i^2 \eta / r^2 - J_k j / r^2 - f G \cos \alpha - m j (h - r) / r - G \sin \alpha (h - r) / r - k F v^2 (h_w - r) / r - P_x (h_x - r) / r = 0.$$

Преобразовав последнее уравнение, окончательно получим:

$$P - m j \left(\frac{h - r}{r} + \frac{J_M \eta i^2 + J_k}{m r^2} \right) - G (f \cos \alpha + \frac{h - r}{r} \sin \alpha) - k F v^2 \frac{h_w - r}{r} - P_x \frac{h_x - r}{r} = 0. \quad (3)$$

УДК 621.892

О. Н. ПЕТРОВ, канд. техн. наук, В. Г. ШРАМ, Б. И. КОВАЛЬСКИЙ, д-р техн. наук,
А. Н. СОКОЛЬНИКОВ, канд. техн. наук (Сибирский федеральный университет, г. Красноярск),
e-mail: Petrov_oleq@mail.ru

Способ повышения смазывающей способности моторных масел

Оценивается влияние электрического потенциала, возникающего на границах раздела "металл — смазочный материал", на смазывающую способность масла и процессы, протекающие в фрикционном контакте, с целью повышения противоизносных свойств трущихся поверхностей.

Ключевые слова: трение, износ, моторное масло, смазывающая способность, деструкция, электрический ток, электрический потенциал.

The influence of electric potential, which appears on boundary surfaces between metal and lubricant, on lubricity of oils and on processes, taking place at friction contact, in order to improve antiwear properties of friction surfaces is evaluated.

Keywords: friction, wear, engine oil, lubricity, degradation, electric current, electric potential.

Для повышения долговечности и надежности деталей машин путем снижения изнашивания трущихся поверхностей применяют смазочные материалы.

При работе трибосопряжения [1–3] находящийся на их поверхностях смазочный материал испытывает перепады температур и механические нагрузки. Кроме того, имеет место воздействие электрических полей, вызванных межфазными электрическими потенциалами, которые возникают на границах раздела "металл — смазочный материал". Разработаны методы и приборы, позволяющие определять влияние электрического потенциала на вязкость смазочного масла, не оценивая при этом его влияние на процессы, протекающие на фрикционном контакте и изменяющие противоизносные свойства поверхностей трения.

Проведенные в этом направлении исследования включали в себя три этапа.

Первый этап. Масло исследовали на трехшариковой машине трения по схеме шар—цилиндр [4] на противоизносные свойства. Используемая машина отличается от других машин трения тем, что три неподвижных шара контактируют с вращаю-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 35)

Обозначив составляющие формулы (3) как коэффициент вращающихся масс:

$$\delta = \frac{h-r}{r} + \frac{J_M \eta i^2 + J_K}{mr^2}$$

и коэффициент сопротивления дороги:

$$\psi = f \cos \alpha + \frac{h-r}{r} \sin \alpha,$$

следовательно, получим уравнение движения:

$$P - mj\delta - \psi G - kFv^2 \frac{h_w - r}{r} - P_x \frac{h_x - r}{r} = 0,$$

где $P = M_e i \eta / r$ — сила тяги при равномерном движении автомобиля.

Уравнение (3) движения принципиально отличается от приводимого во всех отечественных и зарубежных публикациях (например, в работах [1–3 и др.]) уравнения движения машины тем, что учитывает действие сил, приложенных к корпусу машины на ведущие колеса автомобиля посредством

создаваемых ими моментов относительно оси вращения ведущих колес, которые при составлении уравнения движения ранее неправомерно проецировали на плоскость дороги.

Таким образом, сомнение в правильности общепринятой расчетной силовой схемы автомобиля и полученного на ее основе уравнения движения [4], привело к выводу нового верного уравнения движения машины [5].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мамити Г. И.** Теория движения двухосной колесной машины. Владикавказ: Горский ГАУ, 2012. 216 с.
2. **Кравец В. Н.** Теория автомобиля. Нижний Новгород: НГТУ им. Р. Е. Алексеева, 2013. 413 с.
3. **Вонг Дж.** Теория наземных транспортных средств / пер. с англ. М.: Машиностроение, 1982. 284 с.
4. **Мамити Г. И.** Расчетная схема автомобиля // Изв. ВолгГТУ. Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 6. 2013. № 10 (113). С. 22, 23.
5. **Мамити Г. И.** Приведение сил и моментов, действующих на колесную машину, к контакту колеса с опорной поверхностью // Изв. Горского ГАУ. Т. 50. Ч. 4. 2013. С. 155–158.

шимся цилиндром по индивидуальным дорожкам, тем самым исключается влияние износа первого шара на следующие. Кроме того, через центральный шар во время испытания пропускали электрический ток (задавали силу тока $I = 0; 100; 200$ и 300 мкА и полярность). Изменения силы тока записывали в виде осциллограммы, которая позволяет в динамике исследовать процессы, протекающие в фрикционном контакте, а именно определить скорость формирования или разрушение защитных пленок на поверхностях трения, прочность их связи с металлической поверхностью.

Скорость формирования защитного слоя определяется временем, за которое сила тока, пропускаемого через фрикционный контакт, достигает

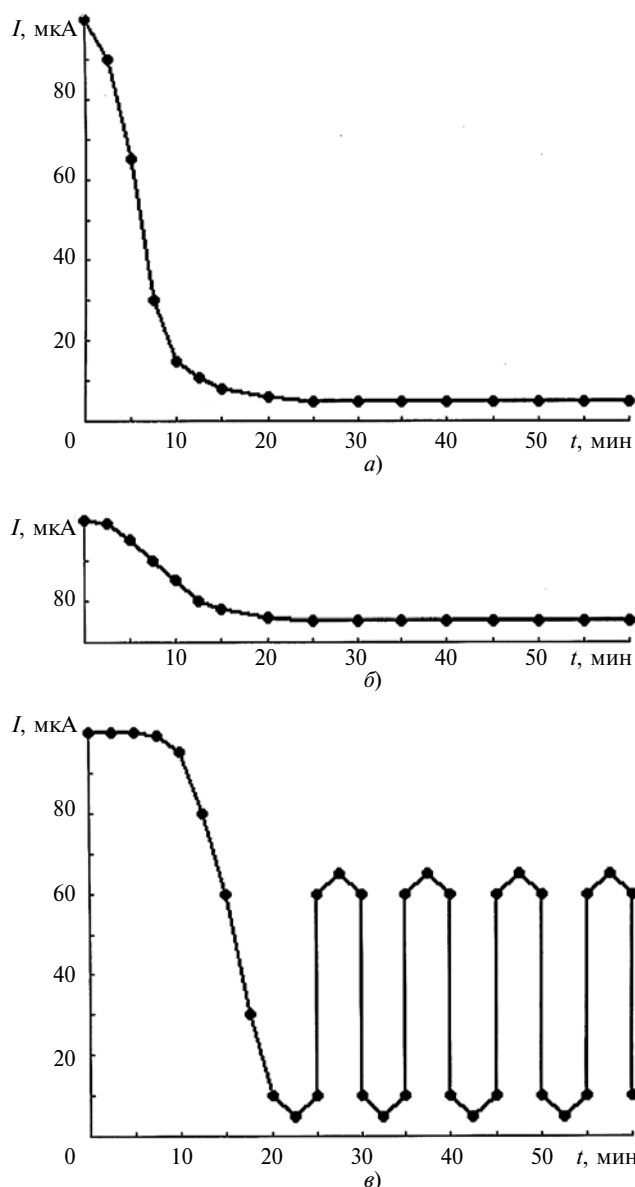


Рис. 1. Осциллограммы сил токов, пропускаемых через фрикционные контакты, при разной полярности на шарах: а — положительной; б — отрицательной; в — изменяемой через каждые 5 мин

минимального значения, обусловленного диэлектрическими свойствами смазочного материала, что и указывает на образование защитной пленки на поверхности металла. Значение силы тока определяет прочность и химическую связь граничного слоя масла с поверхностью твердого тела — чем меньше сила тока, тем выше прочность сформировавшейся пленки.

После испытания измеряли диаметры пятен износа на шарах с помощью электронного микроскопа и определяли параметр U противоизносных свойств как среднеарифметический диаметр пятен износа на трех шарах [4, 5]. В экспериментах параметры процесса трения были постоянными: нагрузка 13 Н; скорость скольжения $0,68$ м/с; температура масла 80 ± 1 °С (поддерживалась автоматически), время испытания 120 мин.

Второй этап. Масло ($80 \pm 0,1$ г) в течение 8 ч термостатировали при температурах $140 \div 300$ °С с интервалом в 20 °С без перемешивания и доступа воздуха при атмосферном давлении. При каждой температуре испытывали новую пробу масла. После каждого испытания измеряли оптические свойства термостатированного масла, на фотометре определяли коэффициент K_{Π} поглощения светового потока, характеризующий концентрацию продуктов деструкции [6]. Термостатированное масло испытывали на машине трения, так же как и на первом этапе испытаний при тех же параметрах трения.

Третий этап. Выполняли сравнительный анализ полученных результатов первого и второго этапов испытаний.

Исследовали минеральные моторные масла: зимнее дизельное М-8Г₂, универсальные всепогодные U-tech navigator 15W-40 SG/CD и Лукойл стандарт 10W-40 SF/CC, которые относятся к разным классам по вязкости и группам по эксплуатационным свойствам.

Из осциллограмм сил тока, полученных при испытании масел при положительной (рис. 1, а) и отрицательной (рис. 1, б) полярностях на шарах, видно, что при отрицательной полярности ток, протекающий через фрикционный контакт, увеличивается из-за более низкого электрического сопротивления граничной смазочной пленки, что указывает на ее низкую адгезию с поверхностью твердого тела. На рис. 1, в приведена осциллограмма силы тока при смене полярности через каждые 5 мин.

Кроме того, установлено, что, чем больше сила тока, протекающего через фрикционный контакт, тем больше износ (рис. 2, см. обложку).

В качестве критерия противоизносности смазочного материала использовали отношение коэффициента K_{Π} к параметру U износа [6]: $\Pi = aK_{\Pi}/U$, где K_{Π} — коэффициент поглощения светового по-

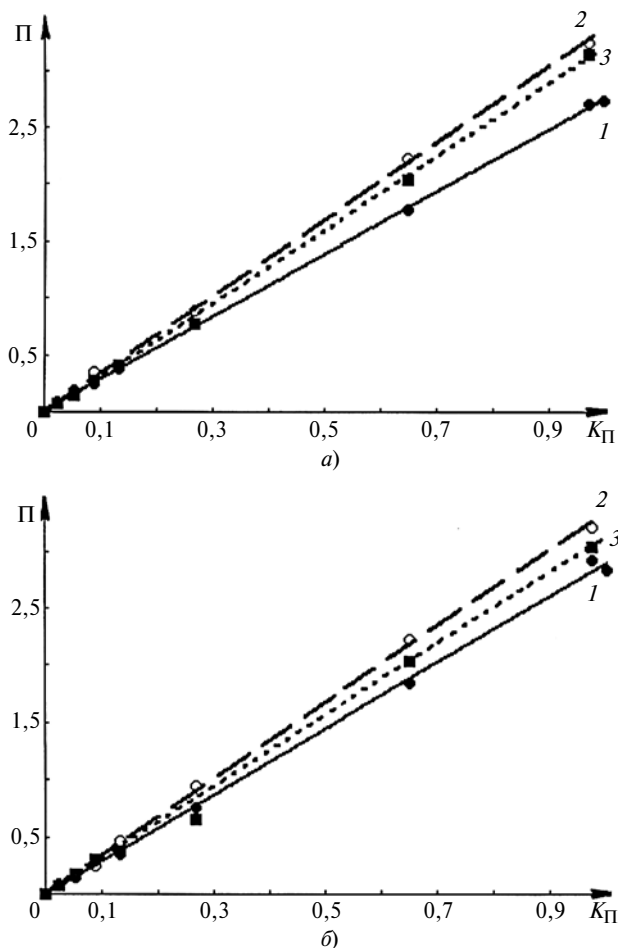


Рис. 3. Зависимости критерия P противоизносности от коэффициента K_{Π} при положительной (а) и отрицательной (б) полярности на шарах и разной силе тока $I = 100$ (1), 200 (2) и 300 (3) мкА

тока; U — величина износа, мм; a — коэффициент, определяющий скорость изменения критерия P . Чем больше скорость изменения критерия P при одинаковом коэффициенте K_{Π} , тем выше противоизносные свойства масла.

Для оценки влияния величины и полярности тока на противоизносные свойства масла были по-

строены зависимости $U = f(K_{\Pi})$ (рис. 3), которые показали, что противоизносные свойства испытанных масел выше при подаче положительного потенциала на шар, особенно при $I = 100$ и 300 мкА. Это объясняется переориентацией молекул при положительной полярности, что повышает прочность граничного слоя смазочного материала [1], так как происходит суммирование подаваемого от внешнего источника тока и величины поляризации при трении.

Таким образом, исследования трибологических свойств моторных масел показали, что положительная полярность и пропускаемый через фрикционный контакт ток $I = 200$ мкА обеспечивают более интенсивное формирование защитных пленок на взаимодействующих металлических поверхностях: при $I = 100$ мкА и положительной полярности износ сопрягаемых деталей снизился на 8,5 %, при $I = 200$ мкА — на 32,6 %, при $I = 300$ мкА — на 7,2 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ахматов А. С. Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматлит, 1963. 472 с.
2. Роль электрического потенциала твердой фазы при каталитическом старении масел в объеме и тонком слое / Г. И. Шор, Н. Ф. Благовидов В. М. Школьников, В. П. Лапин // Улучшение качества смазочных масел и присадок. Тр. ВНИИ НП. Вып. XIV. М.: Химия, 1976. С. 128—138.
3. Костецкий Б. И. Трение, смазка и износ в машинах. Киев: Техника, 1970. 396 с.
4. Пат. 2428677 Рос. Федерации: МПК⁷ G 01 N 19/02. Устройство для испытания трущихся материалов и масел.
5. Пат. 2514189 Рос. Федерации: МПК С 10 М 177/00, С 10 N 30/06, G 01 N 3/56. Способ повышения износостойкости пар трения.
6. Пат. 2409814 Рос. Федерации: МПК⁷ G 01 N 33/30. Способ определения температурной стойкости смазочных масел.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

- "Роспечать" — индекс **70120**;
 "Пресса России" — индекс **27841**;
 "Почта России" — индекс **60264**.



УДК 621.792.8

Е. И. ТЕСКЕР, Ю. П. СЕРДОБИНЦЕВ, доктора технических наук,
А. Г. АЛЁХИН, С. Е. ТЕСКЕР, кандидаты технических наук (Волгоградский ГТУ), e-mail: alekhinag@gmail.com

Повышение надежности неподвижных соединений лазерной модификацией сопрягаемых поверхностей

Предложен метод повышения надежности неподвижных соединений модификацией сопрягаемых поверхностей лазерной обработкой.

Ключевые слова: неподвижное соединение, поверхность, тангенциальное смещение, лазерная обработка, надежность.

The method of reliability improvement of fixed joints by modification of mating surfaces by laser treatment is suggested.

Keywords: fixed joint, surface, tangential deflection, laser treatment, reliability.

Важным вопросом является обеспечение требуемого уровня надежности высоконагруженных неподвижных соединений. Рассмотрим способ повышения надежности соединения "бандаж — колесный диск" в подвижном составе [1], срок службы которого составляет 2—3 года [2], так как при эксплуатации с высокими циклическими знакопеременными нагрузками вследствие интенсивного фреттинг-изнашивания ослабляется посадка, раскрывается стык и детали выходят из строя.

Для повышения срока службы этого соединения было предложено сопрягаемые поверхности обрабатывать лазером для получения структурно-неоднородных участков с разными физико-механическими свойствами, и прежде всего отличающихся твердостью [3, 4].

На рис. 1 показаны цилиндрические посадочные поверхности соединения с дорожками шириной a , располагающимися по нормали к вектору сдвигающей силы, которые получены лазерной обработкой с шагом $S = 2a$.

Детали данного соединения отличаются повышенным сопротивлением сдвигу, что обусловлено наличием структурно-неоднородных участков с разной интенсивностью микропластической деформации, что способствует образованию волнистой поверхности в контактной зоне.

Для управления формированием требуемых свойств соединения необходимо знать законы изменения структуры и физико-механических свойств поверхностного слоя в результате лазерной обра-

ботки [5] и влияние данных факторов на эксплуатационные характеристики сопряжения.

С этой целью проведены металлографические исследования поперечных шлифов, которые предварительно обрабатывали четырехпроцентным спиртовым раствором азотной кислоты.

Структуру металла изучали на оптическом микроскопе OLYMPUS BX-61, цифровые изображения обрабатывали на ПЭВМ Pentium, используя пакет программ AnalySIS. Испытания на микротвердость проводили на приборе ПТМ-3М методом восстановленного отпечатка (ГОСТ 9450—76) — вдавливанием алмазного индентора под нагрузкой 0,1 Н.

Лазерную обработку выполняли на робототизированном лазерном комплексе. Лазерную закалку цилиндрических образцов осуществляли на иттербиевом волоконном лазере мощностью 2 кВт.

На рис. 2 представлены микроструктуры образцов из стали 45 после закалки с высоким отпуском и последующей лазерной закалкой при разных скоростях лазерного луча.

Металлографические исследования показали, что при изменении скорости луча изменяются и глубина h , и ширина c упрочненного слоя (рис. 3, 4,

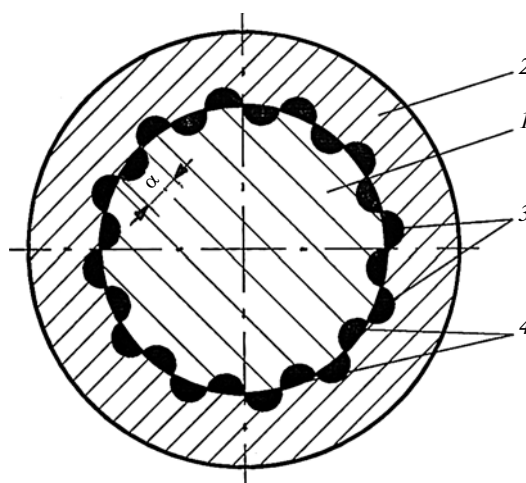


Рис. 1. Схема неподвижного соединения:
1 — диск; 2 — бандаж; 3, 4 — дорожки лазерной закалки диска и бандажа

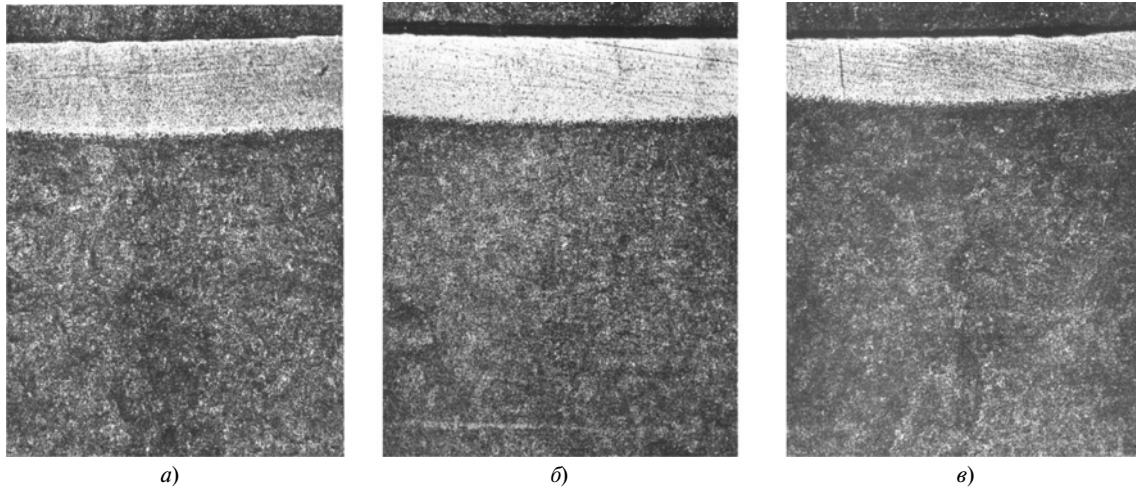


Рис. 2. Микроструктуры образцов из стали 45, обработанные лазерным лучом при его скоростях $v = 10$ (а); 15 (б); 25 мм/с (в), диаметр пятна $d = 5$ мм

табл. 1), структура которого представляет собой мелкоигольчатый мартенсит с равномерным распределением карбидов.

Полученные результаты показали, что, изменяя режим лазерной обработки, можно формировать поверхностный слой деталей с заданным распределением микротвердости.

Было сделано предположение, что при определенном расположении лазерных дорожек образуются высокотвердые участки мелкоигольчатого мартенсита, объемы которых больше, чем объемы прилегающих к ним переходных участков. Кроме того, данный процесс сопровождается микроструктурными интенсивными деформациями, которые приводят к вытеснению металла и увеличению участков переходной зоны.

В результате лазерной обработки поверхность детали становится волнистой, что повышает сопротивляемость сдвигу в соединении сопряженных деталей.

Установлено, что высота выступов, образующих волнистость, зависит от скорости перемещения лазерного луча (рис. 5).

Для определения нагрузочной способности и сопротивления сдвигу использовали специальную установку (рис. 6), которая обеспечивает нормальное нагружение и крутящий момент.

Соединение 1 с натягом закрепляют в основании 2. Нагружение осуществляется через нагрузочный винт 3 с помощью электропривода 4, который обеспечивает перемещение рычага 5 через динамометр 6 сжатия, что обеспечивает плавное увеличение крутящего момента, приложенного к валу. Для определения тангенциального смещения ε вала относительно втулки датчик 7 относительных перемещений закреплен на втулке.

Предельный крутящий момент $M_{кр}$ в соединении с гарантированным натягом определяется выражением [6]

$$M_{кр} = \pi D l p f / 2, \quad (1)$$

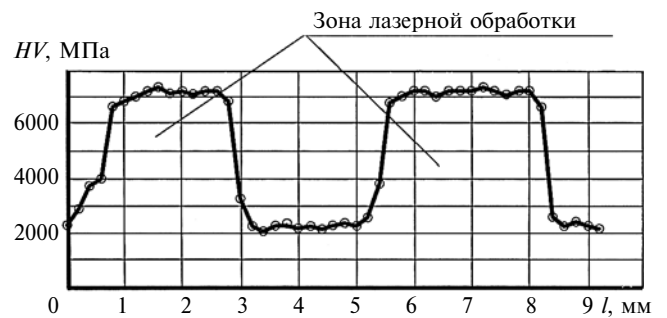


Рис. 3. Распределение микротвердости HV по длине l окружности в поперечном сечении образца после лазерной обработки

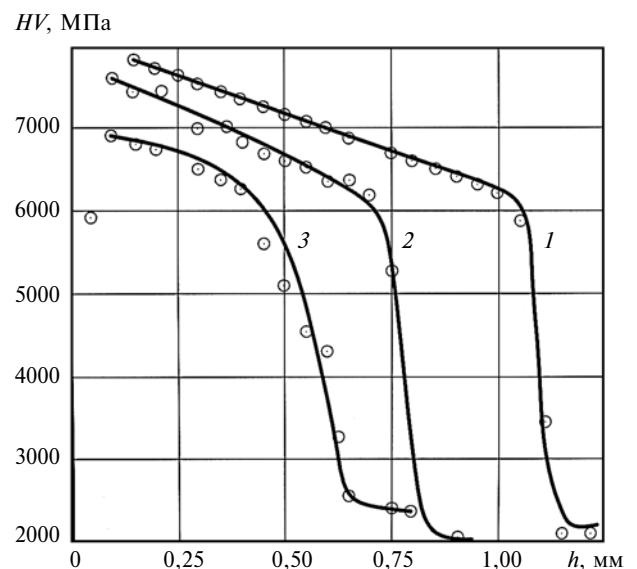


Рис. 4. Зависимости изменения микротвердости HV по глубине h поверхностного слоя образца при скоростях лазерного луча $v = 6$ (1); 15 (2); 25 мм/с (3)

где D , l — диаметр и длина посадочной части соединяемых деталей; p — давление в контакте по Ляме; f — коэффициент сцепления.

Момент, создаваемый нагрузочным устройством, определяется из условия

$$M_{кр} = PL, \quad (2)$$

где P — сила, действующая на рычаг; L — длина рычага.

Из формул (1) и (2) следует:

$$f = \frac{2PL}{\pi Dlp}.$$

Касательное напряжение в сопряжении определяем по формуле [7]

$$\tau = \frac{2M_{кр}}{\pi D^2 L}.$$

Для оценки эффективности лазерной обработки сопрягаемых поверхностей деталей неподвижных соединений проведены модельные испытания на сопротивление сдвигу.

Сборку соединения осуществляли тепловым способом: вал охлаждали в жидком азоте до температуры -160 °С, втулку нагревали в индукционной печи до температуры 200 °С. При сборке фиксировали положение дорожек лазерной закалки на валу и необработанных участков втулки.

Режимы обработки представлены в табл. 2. На рис. 7 представлены результаты исследования нагрузочной способности соединения, прошедшего лазерную обработку.

Зависимости изменения тангенциальных смещений ϵ вала относительно втулки от касательных напряжений при разных натягах и давления в контакте представлены на рис. 8. Установлено, что усилие, необходимое для раскрытия стыка, в соединении с лазерной модификацией поверхностей увеличилось по сравнению с соединением без модификации более чем в 2 раза. С увеличением

Таблица 1

| v , мм/с | h , мм | c , мм |
|------------|----------|----------|
| 6 | 1,45 | 5,1 |
| 15 | 1,05 | 4,3 |
| 25 | 0,50 | 3,2 |

Таблица 2

| Режим | Мощность излучения, кВт | v , мм/с | Число треков | h , мкм | c , мм |
|-------|-------------------------|------------|--------------|-----------|----------|
| I | 1,0 | 25 | 24 | 12,3 | 3,27 |
| II | 1,0 | 3 | 15 | 19,3 | 5,20 |
| III | 0,8 | 30 | 30 | 5,0 | 2,60 |



Рис. 5. Зависимость высоты t трека от скорости v лазерного луча

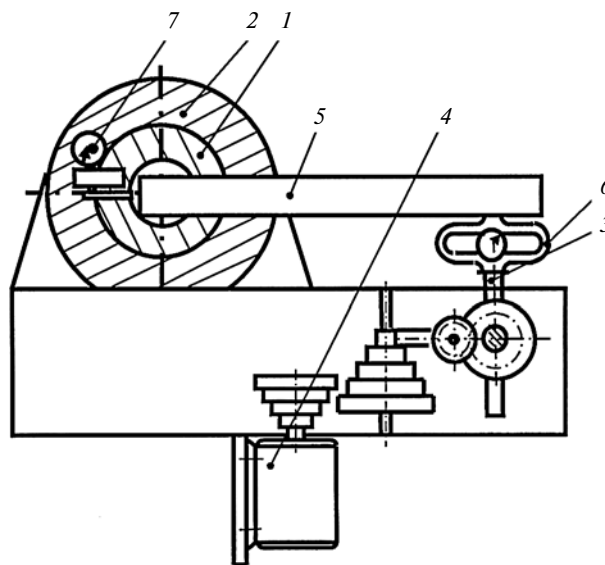


Рис. 6. Схема экспериментальной установки: 1 — соединение с натягом; 2 — основание; 3 — винт; 4 — электропривод; 5 — рычаг; 6 — динамометр; 7 — датчик перемещения

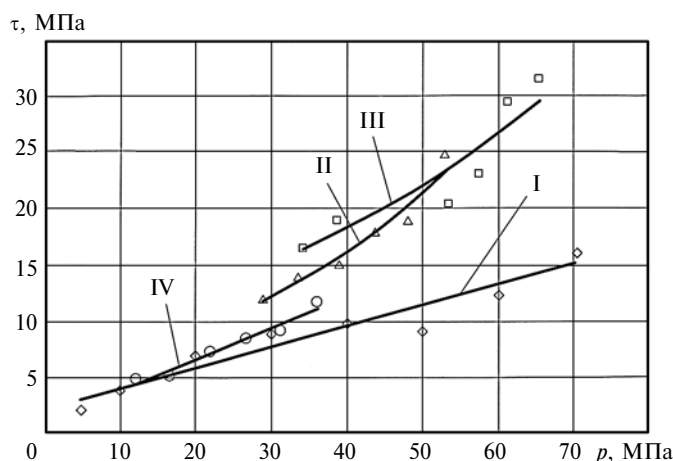


Рис. 7. Зависимости изменения максимального касательного напряжения τ от давления p в соединении, определяемого режимом лазерной обработки сопрягаемых деталей: I—III — режимы лазерной обработки (см. табл. 2); IV — шлифованные детали

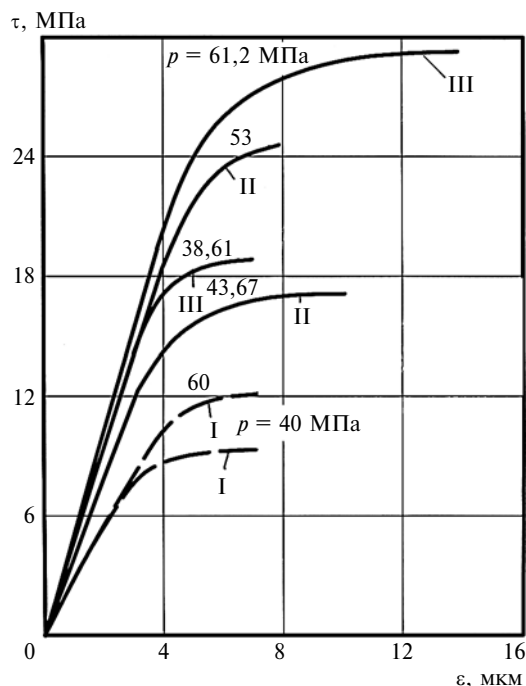


Рис. 8. Зависимости изменения максимального касательного напряжения τ от относительного смещения ε деталей соединения при разном давлении p : I—III — режимы лазерной обработки (см. табл. 2)

посадочного натяга увеличивается зона упругого тангенциального смещения (см. рис. 8, прямые участки) на всех исследуемых образцах, что указы-

вает на улучшение эксплуатационных свойств модифицированного соединения. Доля упругих деформаций в исследуемых образцах в общем балансе тангенциальных смещений составляет 70÷90 %.

Показано, что лазерной обработкой контактирующих поверхностей сопряжения можно более чем в 2 раза повысить сопротивление сдвигу, а следовательно, и надежность соединения с натягом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Андреев А. Г., Щепкин В. А. Причины ослабления соединений элементов колеса тепловоза // Вестник машиностроения. 2014. № 1. С. 37—40.
2. Буйнов А. П. Методы повышения ресурса бандажей колесных пар тягового подвижного состава: Дис. ... д-ра техн. наук. Екатеринбург. 2011. 44 с.
3. Пат. 2278997 Рос. Федерации: МПК F 16 В 4/00, В 23 Р 11/02. Соединение с натягом.
4. Сердобинцев Ю. П., Алехин А. Г. Метод повышения надежности прецизионного оборудования // Изв. ВолгГТУ: Сб. науч. статей. 2004. С. 31—32.
5. Тескер Е. И., Гурьев В. А. Особенности формирования микроструктуры и свойств поверхностного слоя нормализованной среднеуглеродистой стали 40 при лазерной обработке // Физика и химия обработки материалов. 1993. № 4. С. 105—109.
6. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
7. Крагельский И. В., Михин Н. М. Узлы трения машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

УДК 621.93.023.12

Ф. Я. РУДИК, д-р техн. наук, Л. Ю. СКРЯБИНА, канд. техн. наук, А. П. КОВЫЛИН, А. В. ПОПОВА, В. В. ВОЛОДИН, д-р техн. наук (Саратовский государственный аграрный университет им. Н. И. Вавилова), e-mail: k-rappsgau@rambler.ru

Повышение износостойкости и усталостной прочности режущих инструментов перерабатывающей отрасли

Предложена усовершенствованная технология и конструкция оснастки для изготовления обвалочных ножей, направленные на повышение износостойкости и усталостной прочности режущего инструмента.

Ключевые слова: обвалка, инструмент, выносливость на изгиб, износостойкость, ось валка, смещение, деформация.

The improved production technology and design of knives for boning, intended for improvement of wear resistance and fatigue strength of cutting tool, is suggested.

Keywords: boning, tool, bending endurance, wear resistance, roll axis, deflection, deformation.

Многие технологические операции при переработке сельскохозяйственной продукции предусматривают ее измельчение. Каждое сельскохозяйственное сырье имеет свои особенности, которые

следует учитывать при разработке режущих инструментов для их измельчения. Эффективность обвалки и качество получаемого мяса зависят от износостойкости и усталостной прочности обвалочных ножей [1, 2].

Принцип работы обвалочного ножа — скользящее резание, при котором на нож действуют силы сопротивления перерезанию волокон (P_1) и раздвиганию слоев (P_2); силы трения между рабочей гранью ножа и мясом (T_1) и вдоль режущей кромки ножа (T_2), сила $P_{сж}$ сопротивления сжатию режущей кромки ножа, зависящая от упругости мяса (рис. 1).

С учетом суммарных сил, действующих на нож, сила, которая необходима для осуществления резания, определяется выражением

$$P_{рез} = P_1 + 2P_2 \sin \alpha + 2T_1 \cos \alpha + T_2 + 2P_{сж}. \quad (1)$$

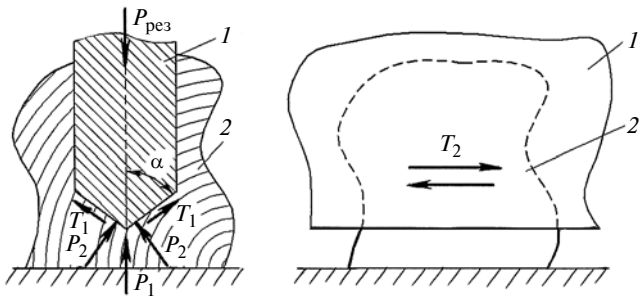


Рис. 1. Система сил, действующих на нож при обвалке мяса

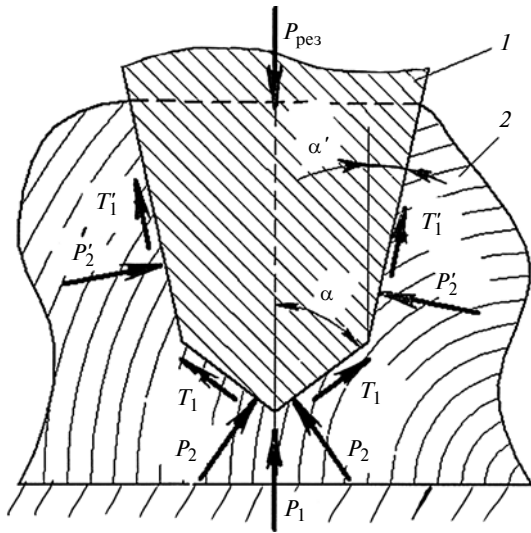


Рис. 2. Силы, действующие на нож после перезаточки

При эксплуатации лезвие ножа изнашивается и для дальнейшего его использования требуются перезаточки. Это изменяет геометрию лезвия — уменьшаются его ширина, длина, изменяется угол клина (рис. 2) [3]. Кроме того, появляется дополнительная режущая грань с углом α' , создающая соответствующие силы P_2 и T_1 сопротивления резанию, что в 2 раза увеличивает сопротивление резанию и вызывает сминание мяса.

Известно, что частота перезаточек и изменение угла α зависят от износостойкости материала ножа. Кроме того, процесс обвалки мяса зависит от его строения, твердости ткани, наличия сухожилий и костей. Продолжительная эксплуатация режущего инструмента сопровождается выкрашиванием металла и его разрушением. Кроме того, практика показала, что ножи должны обладать и высокой прочностью на изгиб.

Эффективность эксплуатации ножа во многом зависит от материала клинка и технологии его изготовления [1]. Ножи, изготовленные из конструктивных углеродистых качественных и низколегированных сталей шлифованием, имеют пониженные износостойкость и усталостную прочность, низкие

антисептические показатели. Термомеханические процессы при абразивной обработке клинка вызывают структурные превращения и изменения физико-механических свойств режущих поверхностей, в частности снижается упругость клинка, особенно в зоне его перехода в ручку. В результате многочисленных перезаточек изменяется форма клинка, что снижает ресурс инструмента. Традиционная технология характеризуется и низкими экономическими показателями. Вырубка заготовки и последующее шлифование клинка в продольном и поперечном направлениях обуславливают значительный расход металла, а следовательно, высокую себестоимость изделия [4].

Большим спросом пользовались кованые клинки, однакоковка — длительный и низкопроизводительный процесс, так как изменение формы заготовки требует значительных припусков под чистовую и отделочную абразивную обработки.

Такая технология, как направленное пластическое деформирование заготовок с заданными геометрической формой и объемом перемещаемого металла, имеет значительные преимущества, так как отличается высокой производительностью и весьма экономична. При этом обеспечиваются хорошие показатели шероховатости деформированных поверхностей. Отделочная пластическая деформация обеспечивает упрочнение и повышение износостойкости обрабатываемых поверхностей. В результате изменения глобидной формы кристаллов при пластическом деформировании материала образуется упорядоченная волокнистая структура, что обеспечивает высокие усталостную прочность, износостойкость и коррозионную стойкость изделия [4].

Наиболее перспективная технология изготовления ножа заключается в одновременном формировании заготовки прокаткой в установке со смещенными геометрическими осями деформирующих валков (рис. 3).

Для формирования клина в продольном направлении оси валков смещают на угол α относительно главной оси, а для получения клина в поперечном сечении с одной стороны ось смещают на угол α_1 .

При проектировании прокатной установки углы смещения валков (рис. 4) определяли без учета конструктивных особенностей ножей следующим образом.

Уравнение окружности радиусом R с центром O в начале координат имеет вид: $x^2 + y^2 = R^2$. При смещении окружности на требуемое для формирования клина ножа расстояние в точку O_1 с координатами (x_{O_1}, y_{O_1}) уравнение окружности примет вид:

$$(x - x_{O_1})^2 + (y - y_{O_1})^2 = R^2. \quad (1)$$

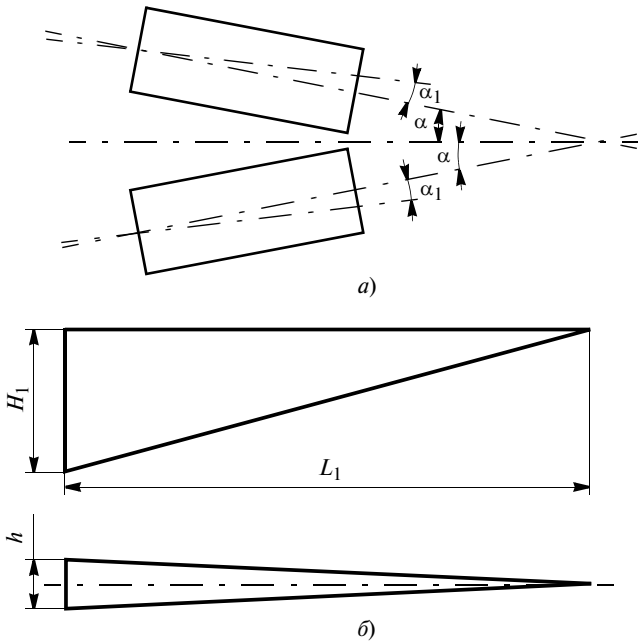


Рис. 3. Схема смещения осей валков (а) и получаемая форма клинка (б)

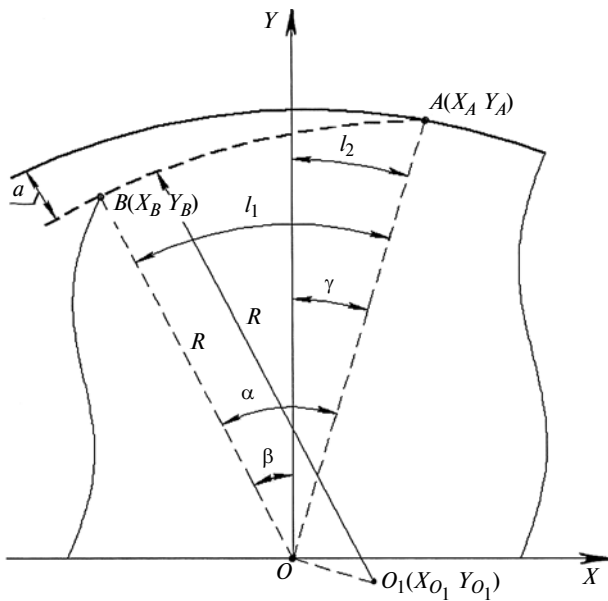


Рис. 4. Расчетная схема смещения осей валков

Для нахождения координат точки O_1 используем новые координаты в точках A и B , характеризующие абсолютный эксцентриситет от начала смещения валка — точка $A(x_A, y_A)$, до его окончания — точка $B(x_B, y_B)$.

Тогда уравнение (1) запишем как систему двух уравнений с известными координатами x_{O_1} и y_{O_1} :

$$\begin{cases} (x_A - x_{O_1})^2 + (y_A - y_{O_1})^2 = R^2; \\ (x_B - x_{O_1})^2 + (y_B - y_{O_1})^2 = R^2. \end{cases} \quad (2)$$

Выразив координату y_{O_1} в первом уравнении через x_{O_1} , получим:

$$y_{O_1} = y_A \pm \sqrt{R^2 - (x_A - x_{O_1})^2}. \quad (3)$$

Подставив выражение (3) во второе уравнение системы (2), получим:

$$(x_B - x_{O_1})^2 + \left[y_B - \left(y_A \pm \sqrt{R^2 - (x_A - x_{O_1})^2} \right) \right]^2 = R^2.$$

Выполнив ряд преобразований, определим координаты точек $A(x_A, y_A)$ и $B(x_B, y_B)$ с учетом смещения полного цикла прокатки соответственно с длиной дуги L_1 и углом α , длиной L_2 и углом γ (см. рис. 4):

$$x_A = R \sin \gamma; \quad y_A = R \cos \gamma;$$

$$x_B = -(R - \alpha) \sin \beta; \quad y_B = -(R - \alpha) \cos \beta.$$

Длины дуг находим по формулам: $h_1 = \pi R \alpha / 180$; $h_2 = \pi R \gamma / 180$.

Таким образом, получена схема формирования клинка ножа (рис. 5).

Заготовку I , нагретую до температуры пластического деформирования, устанавливают в ручей двух деформирующих элементов 2 валков 3 со смещенными центрами O_1 . Сначала смещение осей обеспечивает размер тыльной торцевой плоскости T клинка, затем зазор между деформируемыми элементами уменьшается и в результате их смыкания формируется острая режущая кромка P по всей длине заготовки I , т. е. осуществляется прокатка режущей части клинка.

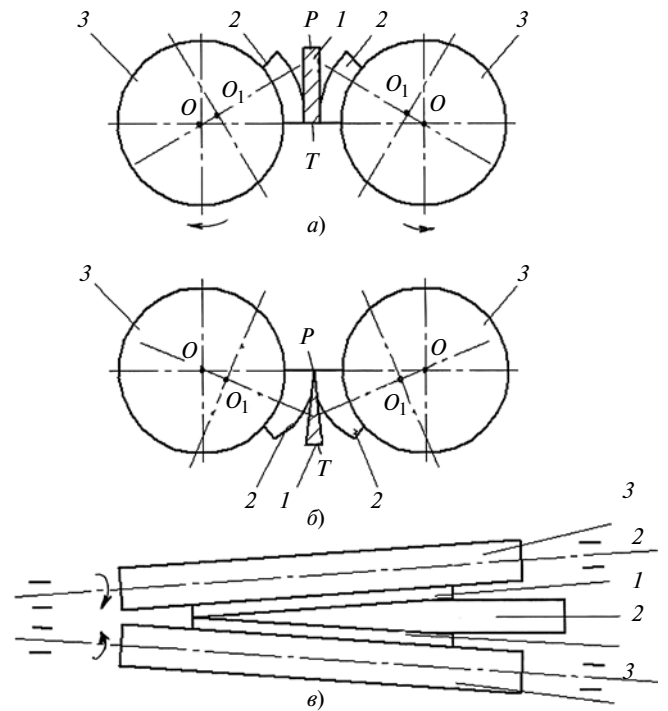


Рис. 5. Схема формирования клинка ножа при прокатке в валках со смещенными осями

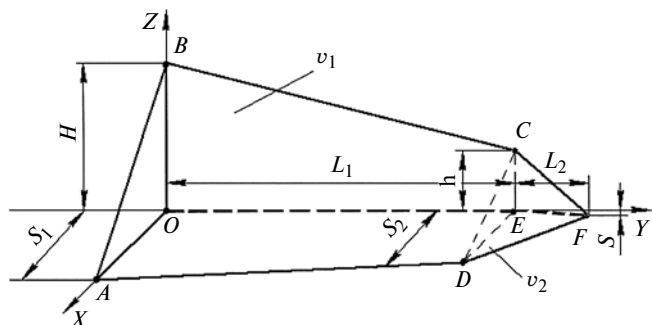


Рис. 6. Форма и расчетные параметры заготовки клинка ножа

Ресурсосбережение обеспечивается оптимизацией формы и размеров заготовки, которая вырубается из металла с учетом ее деформации при прокатке [5], т. е. сдвига металла, в результате которого формируется заданная форма клинка.

Форма и расчетные параметры заготовки представлены на рис. 6. Заготовка имеет плоскости AOB , $BOEC$, $AOED$, $ABCD$, CEF , CDF и EDF , для которых можно записать следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} AOB &\rightarrow y = 0; \\ BOEC &\rightarrow x = 0; \\ AOED &\rightarrow z = 0; \\ ABCD &\rightarrow a_1x + a_2y + a_3z + c_1 = 0; \\ CEF &\rightarrow a_4x + a_5y + c_2 = 0; \\ DEF &\rightarrow z = 0; \\ CDF &\rightarrow a_6x + a_7y + a_8z + c_3 = 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Уравнения прямых AD и DF определяют профиль лезвия и при $Z = 0$ принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} AD &\rightarrow a_1x + a_2y + c_1 = 0; \\ DF &\rightarrow a_6x + a_7y + c_3 = 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Уравнение прямой AB при $Y = 0$ имеет вид:

$$AB \rightarrow a_1x + a_3z + c_1 = 0. \quad (6)$$

Коэффициенты определяют из уравнения прямой, проходящей через две произвольные точки $A_1(x_1, y_1, z_1)$ и $A_2(x_2, y_2, z_2)$:

$$\frac{x - x_1}{x_2 - x_1} = \frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{z - z_1}{z_2 - z_1}.$$

Зная координаты точек A , B , D , F , C , получим коэффициенты выражений (4), (5) и (6), определяемые через параметры заготовки:

$$\begin{aligned} a_1 &= H; \quad a_2 = \frac{S_1(H-h)}{h_1}; \quad a_3 = S_1; \quad a_4 = L_1; \\ a_5 &= S_3; \quad a_6 = L_2; \quad a_7 = -(S_2 - S_3) - L_2S_2; \\ a_8 &= \frac{S_2h_2}{h}; \quad c_1 = -HS_1; \quad c_2 = S_3L_1; \quad c_3 = S_3L_2. \end{aligned}$$

С учетом вышеизложенного объем лезвия определяется формулой

$$V = 2(V_1 + V_2) = 2 \left(\int_0^{h_1} \int_0^{f_1(z)} \int_0^{f_1(xy)} a_z a_x a_y + \int_{h_1}^{h_1+h_2} \int_{f_2(z)}^{f_3(z)} \int_{f_2(xy)}^{f_3(xy)} a_z a_x a_y \right),$$

$$\text{где } f_1(y) = -\frac{a_2y + c_1}{a_1}; \quad f_1(xy) = -\frac{a_1x + a_2y + c_1}{a_3};$$

$$f_2(y) = -\frac{a_4y + c_3}{a_6}; \quad f_2(xy) = 0; \quad f_3(y) = -\frac{a_5y + c_2}{a_4};$$

$$f_3(xy) = -\frac{a_6x + a_7y + c_3}{a_8}.$$

Тогда объем металла, формирующий плоскость $ABCD$, определяет выражение

$$V_1 = \frac{L_1}{2a_1a_3} \left(\frac{a_2^2 L_1^2}{3} + a_2c_1h_1 + c_1^2 \right),$$

а объем, формирующий плоскость CDF , выражение

$$\begin{aligned} V_2 &= \frac{L}{8} \left(\frac{a_7^2}{6a_6} + \frac{a_6a_5^2}{3a_4^2} - \frac{a_2a_5}{3a_4} \right) + [(L_1 + L_2)^3 - L_1^3] + \\ &+ \left(\frac{a_7c_3}{2a_6} + \frac{a_5a_6c_2}{a_4^2} - \frac{a_2c_2 - a_5c_3}{2a_4} \right) [(L_1 + L_2)^3 - L_1^3] + \\ &+ \left(\frac{c_3^2}{a_6} + \frac{a_6c_2^2}{a_4^2} - \frac{c_2c_3}{a_4} \right) L_2. \end{aligned}$$

Подставив значения размеров, рассчитаем объем заготовки лезвий с учетом припусков для окончательного шлифования.

Для формирования прокаткой лезвия заданной формы путем пластического сдвига металла необходимо знать усилия деформации [4].

Усилия деформации равно произведению предела текучести σ_T материала и площади контакта с деформируемой поверхностью: $P = \sigma_T S$, где $S = ABL$.

Проекцию поверхности деформирующего элемента радиусом R при глубине δ внедрения в заготовку (рис. 7) находим по формуле $AB = 2R \sin \frac{\alpha}{2}$,

$$\text{где } \sin \alpha = \frac{\sqrt{R^2 - (R - \delta)^2}}{R}.$$

Тогда площадь контакта имеет вид:

$$S = 2RL \sin \left(\frac{1}{2} \arcsin \frac{\sqrt{R^2 - (R - \delta)^2}}{R} \right).$$

| Сталь (обработка) | Микротвердость, МПа | | Остаточные напряжения сжатия на глубине 0,5 мм, МПа | Плотность дислокаций, см ⁻² , на глубине, мм | | | Износ за 2 смены, мм | Число смен до предельного состояния ножа |
|-------------------|---------------------|-------------------|---|---|------------------------|------------------------|----------------------|--|
| | на поверхности | на глубине 0,4 мм | | 1,5 | 0,5 | 2,0 | | |
| У8 (шлифование) | 430 | 380 | 50 | 52 | 2,4 · 10 ¹¹ | 2,4 · 10 ¹¹ | 0,80 | 13 |
| 40X13 (накатка) | 560 | 490 | 63 | 53 | 7,9 · 10 ¹¹ | 4,8 · 10 ¹¹ | 0,58 | 20 |

Следовательно, усилие деформации

$$P = 2RL\sigma_T \sin\left(\frac{1}{2} \arcsin \frac{\sqrt{R^2 - (R - \delta)^2}}{R}\right). \quad (7)$$

Составляющие усилия деформации определяют выражения:

$$P_x = P \sin \frac{\alpha}{2} = 2RL\sigma_T \sin^2\left(\frac{1}{2} \arcsin \frac{\sqrt{R^2 - (R - \delta)^2}}{R}\right); \quad (8)$$

$$P_y = P \cos \frac{\alpha}{2} = RL\sigma_T \frac{\sqrt{R^2 - (R - \delta)^2}}{R}. \quad (9)$$

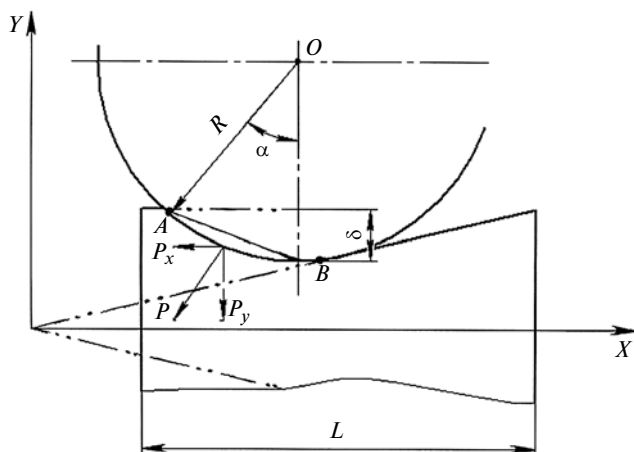


Рис. 7. Схема формирования клинка при прокатке заготовки

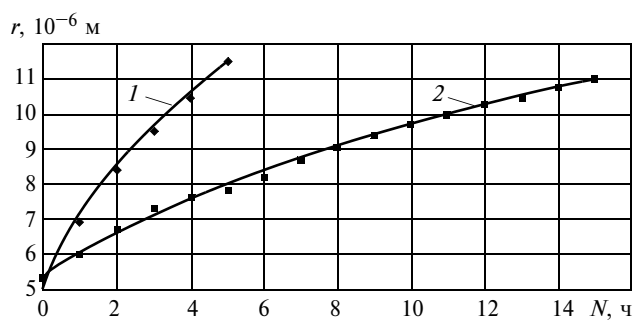


Рис. 8. Зависимости изменения радиуса r скругления лезвия от наработки N для серийного (1) и экспериментального (2) ножей

Из формул (7)–(9) получим равенство, позволяющее выбрать силовые элементы прокатного оборудования:

$$2RL\sigma_T \sin^2\left(\frac{1}{2} \arcsin \frac{\sqrt{R^2 - (R - \delta)^2}}{R}\right) = \frac{P\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4} K,$$

где D_1 — внутренний диаметр гидроцилиндра; D_2 — диаметр штока гидроцилиндра; p — давление в гидроцилиндре; K — число гидроцилиндров в устройстве.

Эффективность новой технологии изготовления ножей оценивали сравнительными ресурсными испытаниями ножей, изготовленных по традиционной и предложенной технологии. По полученным результатам построены зависимости изменения радиуса r скругления лезвия от наработки N , который зависит от числа перезаточек лезвия (рис. 8). При использовании новой технологии изготовления лезвия уменьшаются интенсивность его изнашивания (на 30 %) и объем сколов режущей кромки (на 46 %).

Износостойкость и прочность лезвия также зависят от используемого материала (см. таблицу). Поэтому было предложено заменить сталь У8 на сталь 40X13, так как она обладает более высокими пластичностью, стойкостью к трещинообразованию, выкрашиванию острой кромки и износостойкостью. Кроме того, сталь 40X13 отличается высокими антисептическими свойствами (в шлифованном состоянии свойства стали 40X13 близки к свойствам коррозионно-стойкой стали).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Даурский А. Н., Мачехин Ю. А. Резание пищевых материалов: теория процесса, машины, интенсификация. М.: Пищевая промышленность, 1980. 240 с.
2. Рогов И. А., Забашта А. Г., Казюлин Г. П. Общая технология мяса и мясopодуKтов. М.: Колос, 2000. 367 с.
3. Скрябина Л. Ю. Особенности процесса разделки туш // Науч.-праKт. конф. "Наука о питании: технологии, оборудование и безопасность пищевых продуктов". Саратов: Госагроуниверситет, 2013. С. 174—176.
4. Рудик Ф. Я. Совершенствование технологических процессов изготовления и восстановления режущего инструмента оборудования перерабатывающей отрасли. М.: ФГНУ "Росинформагротех", 2002. 184 с.
5. Рудик Ф. Я., Скрябина Л. Ю. Обоснование размеров заготовки для формирования клинка // Молодые ученые — АПК Поволжского региона. Саратов: Госагроуниверситет, 2004. С. 99—105.

Автоматизированный подбор комплектующих деталей при сборке многоопорного подшипникового узла ДВС

Представлены функциональная и структурная схемы системы автоматизированного подбора комплектующих деталей многоопорного подшипникового узла для сборки коренных подшипников коленчатого вала дизеля. Компьютерная поддержка комплектации узла обеспечивает оптимизацию зазоров в соосных парах трения коренных подшипников скольжения.

Ключевые слова: коленчатый вал, коренные подшипники, вкладыши, соосность, технология сборки, подбор, допуск, автоматизация, качество.

The functional and structural scheme of automated selection system of component parts of multiple-seated bearing assembly for assembly of crankshaft bearings of a diesel are presented. The computer support of assembly components assure optimization of gaps in coaxial friction couples of crankshaft sliding bearings.

Keywords: crankshaft, crankshaft bearings, inserts, alignment, assembly technology, selection, allowance, automation, quality.

В машиностроении технологической наследственностью [1] можно управлять, применяя элементы САПР в технологии сборки. Это позволяет из многообразия геометрических погрешностей поверхностей сопрягаемых деталей выявить те, которые являются компенсационными. Данный подход к обеспечению точности сборки позволяет автоматизировать процесс подбора комплектующих деталей сборочного узла, например, оптимизировать диаметральные зазоры в соосных парах трения в многоопорных узлах поддержки валов (МУПВ).

В коренных подшипниках дизеля 8ЧВН15/16 оптимальные зазоры составляют $S_i = 0,088 \div 0,11$ мм. Подбором обеспечиваются требуемые минимальная (h_{\min}) и оптимальная ($h_{\text{оп}}$) толщины масляного слоя в сопряжении, а следовательно, максимальный запас $S_{\text{и}}$ на износ и работоспособность K_T узла на этапе сборки МУПВ (рис. 1) [2].

Структура системы автоматизированного управления сборкой МУПВ представлена на рис. 2. В основе технологического сопровождения автоматизации подбора лежит система обозначений допусков и посадок коренных опор картера, вкладышей подшипников скольжения и шеек коленчатых валов, входящих в МУПВ; основные обозначения соответствуют обозначениям по ГОСТ 26346—82, введенные обозначения показаны на рис. 1 и в табл. 1—3.

Для автоматизации комплектования на основе компенсации погрешностей коренных постелей (опор) картера погрешностями коренных шеек и вкладышей приняты обозначения: $\Delta_{\text{sh}2}, \Delta_{\text{sh}3}, \Delta_{\text{sh}4}$ — несоосность коренных постелей 2—4 относительно общей оси $O_1—O_5$; $\Delta_{\text{k}2}, \Delta_{\text{k}3}, \Delta_{\text{k}4}$ — несоосность коренных шеек 2—4 коленчатого вала 5 относительно общей оси $O_1—O_5$; цифры 2, 3, 4 указывают принадлежность к комплектующим деталям, которые собирают с постелями 2, 3, 4 и шейками 2, 3, 4, имеющими соответственно центры O_2, O_3, O_4 ; tp_1 и tp_2 — рабочие радиальные зазоры соответственно выше и ниже оси $O_1—O_5$; Sp_1 и Sp_2 — радиальные зазоры выше и ниже оси $O_1—O_5$ (см. рис. 1).

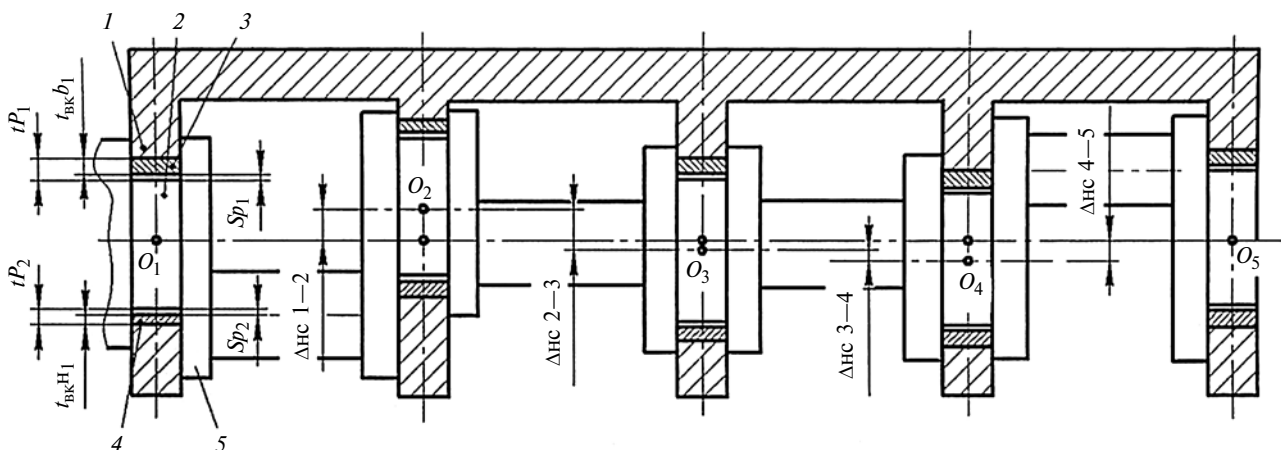


Рис. 1. Расчетная схема МУПВ:

1 — картер; 2 — коренная опора; 3, 4 — вкладыши подшипника скольжения соответственно верхний и нижний; 5 — коленчатый вал; tp_1, tp_2 — рабочие зазоры соответственно выше и ниже оси $O_1—O_5$; Sp_1 и Sp_2 — радиальные зазоры соответственно выше и ниже оси $O_1—O_5$

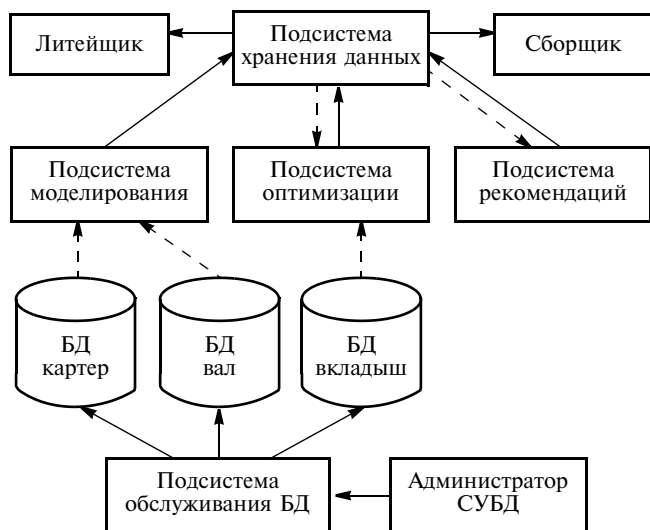


Рис. 2. Функциональная схема АСУ сборки МУПВ

По данной технологии результаты контроля комплектующих деталей — действительные размеры и отклонения от соосности коренных опор картера, а также отклонения толщин, возникающие в результате их механической обработки, заносят в базу данных (БД).

Компенсирующие характеристики (действительные размеры толщин в сечении, соответствующем наибольшему сближению пары трения) верхних и нижних вкладышей автоматизированным подбором выбирают из БД для вкладышей. Компенсационными характеристиками являются действительные размеры коренных опор и шеек, отклонения от соосности в сечении, соответствующем наибольшему сближению пар трения. Такой подбор компенсирующих характеристик, обеспечивающий оптимальные значения зазоров S_i , позволяет после укладки в постель и затяжки вкладышей крышками подшипников получить рабочие отверстия подшипников с более жесткими допусками на размеры и расположения, чем при традиционной технологии. Для этого в i -е коренные опоры после растачивания на металлорежущих станках с несоосностью, например, $\Delta_{нс} = 0,03$ мм устанавливают предварительно подобранные по БЗ для вкладышей с допуском толщины $0,03$ мм так, чтобы они заполняли рабочий зазор tP_i между поверхностью каждой коренной опоры и коренной шейки, обеспечивая оптимальный технологический зазор S_i .

Для автоматизированного компенсационного подбора вкладышей разработана математическая модель, в которой принято $S_i + D = tP_i$, где D — переменная действительная толщина вкладышей. В данной автоматизированной системе толщины верхних и нижних вкладышей входят в одну БД (см. табл. 2) и используется специально разработанная система допусков и посадок.

Принимаем, что с осью $O_1—O_5$ первой и пятой коренных опор картера совпадает общая ось первой и пятой коренных шеек вала, т. е. данная ось является общей и для коренных опор, и для коренных шеек.

Рабочие зазоры определяет разница одноименных (принадлежащих одной подшипниковой опоре под номером p) действительных размеров коренной опоры и шейки. Это используют в расчете толщин вкладышей. Например, разница действительного размера D_{p2} коренной опоры 2 (см. рис. 1) и действительного размера D_{sh2} коренной шейки дают действительный диаметральный зазор в рассматриваемой паре трения, который должен находиться в пределах оптимальных значений радиального зазора и равняться сумме толщин верхнего и нижнего вкладышей в плоскости наименьшего сближения шейки вала и подшипника.

Для удобства подбора комплектующих деталей разрабатывают модель МУПВ таким образом, что центры подшипников были смещены в направлении векторов их благоприятного расположения, а оси крайних и промежуточных подшипников находились в плоскости наибольшего сближения поверхностей трения соосных пар трения. Это обеспечивает возможность радиального смещения оси каждого коренного подшипника и учет биения коренной опоры, возникающего в результате радиального смещения оси подшипника из-за разнотолщинности верхнего и нижнего вкладышей рассчитываемого подшипникового узла.

Методика стабилизации зазоров многоопорного узла с использованием системы AutoCAD частично представлена в работах [2, 3].

Структура системы автоматизированного подбора комплектующих деталей при сборке автоматизированной системы управления сборкой МУПВ представлена на рис. 3. Используют три базы данных: для валов, картеров и вкладышей.

Таблица 1

Принятые обозначения

| Параметр | Постель | | | | | Шейка | | | | |
|-------------|----------|---------------|---------------|---------------|----------|-----------|----------------|----------------|----------------|-----------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Диаметр | D_{p1} | D_{p2} | D_{p3} | D_{p4} | D_{p5} | D_{sh1} | D_{sh2} | D_{sh3} | D_{sh4} | D_{sh5} |
| Несоосность | — | Δ_{k2} | Δ_{k3} | Δ_{k4} | — | — | Δ_{sh2} | Δ_{sh3} | Δ_{sh4} | — |

Рассмотрим алгоритм подбора.

Шаг 1. Модуль расчета толщины рабочего зазора обращается к строке m в БД для картеров, считывает необходимую информацию по диаметрам постелей и несоосностям коренных опор 2–5 картера относительно основной оси.

Шаг 2. Модуль расчета обращается к строке n БД для валов, считывает информацию по диаметрам шеек коленчатого вала и несоосностям шеек 2–5 относительно основной оси.

Шаг 3. Если модуль расчета работает с коренной опорой 1 или 5 картера и шейкой 1 или 5 коленчатого вала, то толщина рабочего зазора (зазора между опорой картера и шейкой вала выше/ниже основной оси) рассчитывается по формуле

$$tP_1 = tP_2 = \frac{D_{mi} - d_{nj}}{2}, \quad (1)$$

где $tP_1 = tP_2$ — толщина рабочих зазоров в положении соответственно выше оси или ниже (индекс, определяющий положение рабочего зазора относительно коренных опор картера и шеек вала, в данном случае 1 или 5); D_{mi} — диаметр i -й постели картера m ($i = 1 \div 5$ — индекс, определяющий номер коренной опоры картера; $m = 1 \div M$ — порядковый

Таблица 2

Принятые и стандартные обозначения для постелей

| Параметр | Принятое обозначение | Стандартное обозначение отклонения | Поле допуска; отклонение, мм |
|----------------------------------|----------------------|------------------------------------|------------------------------|
| Действительный диаметр постели 1 | D_p1 | D1д | ∅118Н6 |
| Диаметр постели 2 | D_p2 | D2д | |
| Диаметр постели 3 | D_p3 | D3д | |
| Диаметр постели 4 | D_p4 | D4д | |
| Диаметр постели 5 | D_p5 | D5д | |
| Несоосность постели 2 | Δ_k2 | Δнс2—3 | 0,02 |
| Несоосность постели 3 | Δ_k3 | Δнс3—2 | 0,03 |
| Несоосность постели 4 | Δ_k4 | Δнс4—5 | 0,02 |

Таблица 3

Принятые и стандартные обозначения для шеек

| Параметр | Стандартное обозначение отклонения | Принятое обозначение | Поле допуска; отклонение, мм |
|---------------------|------------------------------------|----------------------|------------------------------|
| Диаметр шейки 1 | Td1д | D_sh1 | ∅110h6 |
| Диаметр шейки 2 | Td2д | D_sh2 | ∅110h6 |
| Диаметр шейки 3 | Td3д | D_sh3 | ∅110h6 |
| Диаметр шейки 4 | Td4д | D_sh4 | ∅110h6 |
| Диаметр шейки 5 | Td5д | D_sh5 | ∅110h6 |
| Несоосность шейки 2 | Δнс2—3кш | Δ_sh2 | 0,02 |
| Несоосность шейки 3 | Δнс3—4кш | Δ_sh3 | 0,03 |
| Несоосность шейки 4 | Δнс4—5кш | Δ_sh4 | 0,02 |

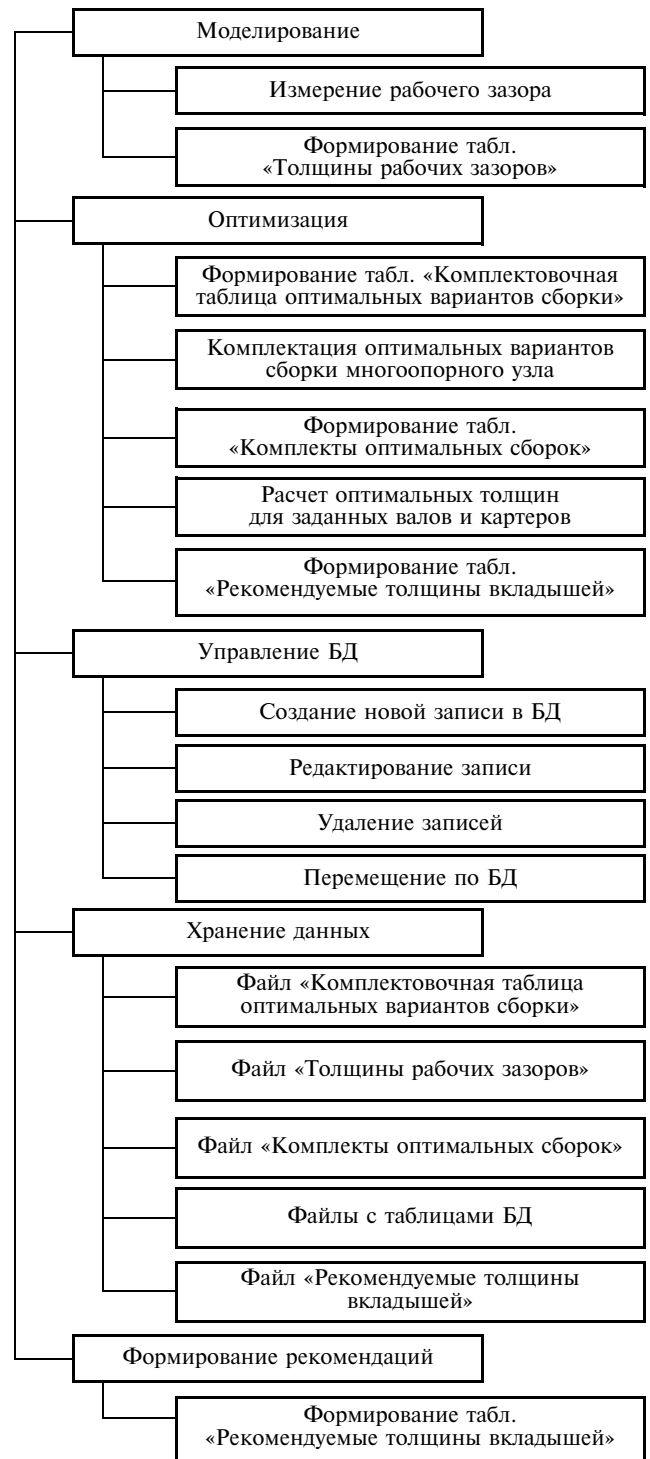


Рис. 3. Структура системы автоматизированного подбора комплектующих деталей при сборке многоопорного подшипникового узла ДВС

номер картера в БД для картеров); d_{nj} — диаметр j -й постели вала n ($j = 1 \div 5$ — индекс, определяющий номер шейки вала; $n = 1 \div N$ — порядковый номер вала в БД для валов). Если "Да", то переход на Шаг 9, если "Нет", то на Шаг 4.

Шаг 4. Если модуль расчета работает с коренными опорами 2, 4 картера и шейками коленчатого

вала 2, 4, то толщина рабочего зазора вычисляется по формуле

$$t_{yc} = \frac{D_{mi} - d_{nj}}{2}.$$

Шаг 5. Если в БД для картеров и валов несоосность i -й постели картера m и j -й шейки вала n равна нулю, т. е. $\Delta_{k_{mi}} = \Delta_{sh_{nj}} = 0$, где $\Delta_{k_{mi}}$ — несоосность i -й постели картера m ; $\Delta_{sh_{nj}}$ — несоосность j -й шейки коленчатого вала n , то $t_{yc} = tP_1 = tP_2$.

Если "Да", то переход на Шаг 9, если "Нет", то на Шаг 6.

Шаг 6. Если в БД для картеров несоосность i -й постели картера m не равна нулю, а в БД для валов несоосность j -й шейки вала n равна нулю, т. е. $\Delta_{sh_{nj}} = 0$ и $\Delta_{k_{mi}} \neq 0$, то толщины рабочих зазоров определяются формулами:

$$tP_1 = t_{yc} + \Delta_{k_{mi}};$$

$$tP_2 = t_{yc} - \Delta_{k_{mi}}.$$

Если "Да", то переход на Шаг 9, если "Нет", то на Шаг 7.

Шаг 7. Если в БД для картеров несоосность i -й постели картера m равна нулю, а в БД для валов несоосность j -й шейки вала n не равна нулю, т. е. $\Delta_{sh_{nj}} \neq 0$ и $\Delta_{k_{mi}} = 0$, то толщины рабочих зазоров определяются формулой

$$tP_1 = t_{yc} - \Delta_{sh_{nj}};$$

$$tP_2 = t_{yc} + \Delta_{sh_{nj}}.$$

Если "Да", то переход на Шаг 9. Если "Нет", то на Шаг 8.

Шаг 8. Если в БД для картеров несоосность i -й постели картера m не равна нулю и в БД для валов несоосность j -й шейки вала n не равна нулю, т. е. $\Delta_{sh_{nj}} \neq 0$ и $\Delta_{k_{mi}} \neq 0$, то толщины зазоров определяются формулами:

$$tP_1 = t_{yc} + \Delta_{k_{mi}} - \Delta_{sh_{nj}};$$

$$tP_2 = t_{yc} - \Delta_{k_{mi}} + \Delta_{sh_{nj}}.$$

Если "Да", то переход на Шаг 9.

Шаг 9. Запись полученного значения в таблицу "Толщины рабочих зазоров".

При переходе на Шаг 3 повторяются Шаги 3—9 для $(P + 1)$, $(i + 1)$ и $(j + 1)$ до тех пор, пока не получим: $P = 5$, $i = 5$, $j = 5$.

При переходе на Шаг 2 повторяются Шаги 2—9 для строки $(n + 1)$ БД для валов до тех пор, пока не будет $n = N$.

При переходе на Шаг 1 повторяются Шаги 1—9 для строки $(m + 1)$ БД для картеров до тех пор, пока не будет $m = M$.

Подсистема моделирования выполняет следующие функции:

обращение к БД для картеров и считывание необходимой для расчета информации;

обращение к БД для валов и считывание необходимой для расчета информации;

расчет рабочего зазора по определенному алгоритму в зависимости от расположения зазора;

запись полученного результата в таблицу "Толщины рабочих зазоров".

Подсистема оптимизации выполняет следующие функции:

обращение к подсистеме хранения данных для извлечения таблицы "Толщины рабочих зазоров";

обращение к БД для вкладышей и считывание информации, необходимой для расчета;

расчет коэффициентов значимости;

формирование комплекточной таблицы оптимальных вариантов сборки;

поиск оптимального решения по комплекточной таблице оптимальных вариантов сборки по определенному алгоритму;

формирование таблицы "Комплекты оптимальных вариантов сборки".

Подбор диаметральных зазоров обеспечивает значения $0,088 > S_i > 0,110$ мм, что соответствует рекомендациям немецкой фирмы "Глико" и способствует равномерному изнашиванию соосных пар трения, что повышает их ресурс.

На рассмотренную технологию сборки [4], которая является одной из составляющих системы обеспечения качества сборки путем оптимизации подбора деталей на основе системы допусков, получен патент [5].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Технологическая** наследственность в машиностроительном производстве / А. М. Дальский, Б. М. Базров, А. С. Васильев и др.; под ред. А. М. Дальского. М.: МАИ, 2000. 364 с.
2. **Санинский В. А., Петрухин А. В., Москвичева Н. П.** Автоматизация процесса подбора диаметральной компенсации механической обработки соосных отверстий в многоопорном узле дизельного двигателя разнотолщиной вкладышей // Технология машиностроения. 2007. № 7. С. 65—68.
3. **Петрухин А. В.** Комплексный подход к реализации функционального проектирования технических систем // Концептуальное проектирование в образовании, технике и технологии: Межвуз. сб. науч. тр. Волгоград: ВолгГТУ, 2002. С. 163—166.
4. **Компьютерная** поддержка автоматизированного подбора комплектующих деталей при сборке многоопорного подшипникового узла ДВС / А. В. Петрухин, Н. П. Москвичева, В. А. Санинский и др. // Автомобильная промышленность. 2011. № 3. С. 30—33.
5. **Пат. 2369219 Рос. Федерации:** Способ комплектования многоопорного узла поддержки коленчатого вала.

Правка длинномерных цилиндрических деталей термопластическим деформированием

Предложена технология правки валов с изгибом путем поверхностного нагревания, основанного на остаточной деформации.

Ключевые слова: вал, изгиб, термопластическая деформация, обжатие, нагревание, предел текучести.

The technology of straightening of shafts with bending by surface heating, based on residual deformation, is suggested.

Keywords: shaft, bending, thermoplastic deformation, squeezing, heating, yield stress.

Длинномерные оси, плунжеры и другие подобные детали часто деформируются, приобретая изгиб, что делает их непригодными к дальнейшей эксплуатации. Иногда длинномерные заготовки круглых сечений поступают на механообработку со значительными прогибами, что препятствует получению требуемых размеров. Для их правки используют прессы, которые не всегда имеются в наличии. В этом случае можно использовать правку валов тепловой деформацией, которая остается после остывания, компенсируя начальный прогиб. Данный технологический процесс аналогичен деформации при сварке [1].

Предположим, что укорочение растянутой стороны вала приведет к уменьшению его прогиба. При неравномерном нагревании, т. е. локальном, расширение нагреваемого участка сдерживается холодным металлом, находящимся вокруг нагретого. В данном случае условием пластической деформации является достижение термических напряжений, превышающих предел текучести данного металла, или тепловое расширение, превышающее максимальную упругую деформацию, возникающую при напряжениях, равных пределу упругости [2]:

$$\sigma/E = \lambda \Delta T, \quad (1)$$

где σ — предел упругости; E — модуль нормальной упругости; λ — коэффициент линейного расширения; ΔT — разность температур нагретого и холодного участков металла.

Для среднеуглеродистых сталей, например для стали 40, $\sigma = 300$ МПа, $\lambda = 14 \cdot 10^{-6}$, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. По формуле (1) рассчитаем температуру нагревания, при которой начинаются пластические деформации: $T = 107$ °С.

Участок, нагретый до температуры больше 107 °С, испытывает пластическое "обжатие" и при остывании будет уменьшаться, увлекая за собой приле-

гающий к нему холодный металл. Если при остывании вала с прогибом холодный металл растянется на столько, на сколько уменьшился нагретый участок, то не возникнет остаточной деформации. Однако сжатие и растяжение этих участков происходят при разных условиях. Сжатие металла происходит в нагретом состоянии, т. е. при пониженной прочности, а растяжение — в холодном состоянии, когда прочность металла восстановлена. Поэтому пластическая деформация при остывании металла меньше, чем при нагревании, что и создает остаточную деформацию. Пренебрегая упругим воздействием ненагретого металла на нагретый участок, принимаем в качестве остаточной пластической деформации сжатия величину $\lambda \Delta T$ [3]. Тогда при нагревании участка поверхности вала размером $40d$ (d — диаметр вала) до температуры 700 °С он уменьшится на величину $\Delta L = \lambda \Delta T L = 14 \cdot 10^{-6} \cdot 700 \cdot 40 = 0,04$ мм.

Установим связь между уменьшением выгнутой стороны вала и изменением его прогиба.

Металлический стержень длиной l пластически деформируется, в результате чего нижняя часть стержня уменьшится на величину Δl . Примем допущение: стержень изгибается по дуге окружности радиуса R (рис. 1).

Длина нижней части стержня составит

$$l - \Delta l = R\alpha,$$

где угол α — в радианах.

Длина верхней части стержня

$$l = (R + d)\alpha.$$

Следовательно, справедливо равенство

$$(R + d)\alpha - \Delta l = R\alpha,$$

тогда $\alpha = \Delta l/d$.

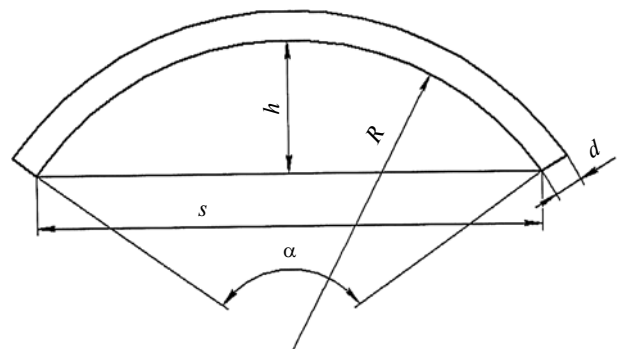


Рис. 1. Расчетная схема параметров изогнутого вала

Переведем угол α в градусы: $\alpha^\circ = \alpha 180^\circ/\pi$.
 Рассчитаем прогиб по формуле

$$h = \frac{s}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha^\circ}{4}.$$

Подставив значение α , получим:

$$h = \frac{s}{2} \operatorname{tg} \frac{45\Delta l}{\pi d}. \quad (2)$$

В табл. 1 приведены значения Δh , рассчитанные по формуле (2) и формуле из работы [4] при $\Delta l = 0,04$ мм для стержней разных диаметров и длин.

Полученные результаты показали, что разовое нагревание выпуклой части стержня мало влияет на прогиб. Поэтому было предложено использовать дополнительную силу, создающую сжимающее воздействие. Тогда при нагревании локального участка до температуры начала пластического течения (предел упругости), пластическая деформация будет обусловлена только перемещением конца стержня, к которому приложен изгибающий момент.

Экспериментальные правки осей диаметрами 160 и 120 мм и длиной 3 м показали, что их нагревание с растянутой стороны приводит к еще большему выгибанию и при остывании ось возвращается в исходное положение, т. е. пластической деформации в нагретом участке не происходит. Для

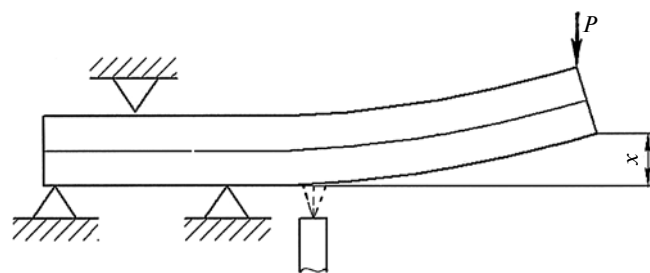


Рис. 2. Схема правки стержня с предварительным изгибом

того чтобы получить пластическую деформацию, необходимо исключить возможность свободного перемещения концов стержня, т. е. их следует закрепить, как показано на рис. 2. Сила P сдерживает перемещение оси вверх при нагревании и создает предварительный изгиб. Это можно использовать для управления остаточной деформацией.

Влияние предварительного изгиба на остаточную деформацию определяли экспериментально. Оси устанавливали на опорах, находящихся друг от друга на расстоянии 1 м, и нагревали до температуры 600°C в течение 2 мин. Температуру контролировали инфракрасным пирометром. Результаты приведены в табл. 2. Данный способ позволяет уменьшить биение: у осей диаметром 160 мм биение уменьшили до 0,3 мм, у осей диаметром 120 мм — до 0,5 мм.

Правку плунжера диаметром 220 мм и длиной 6700 мм, биение которого составляло 23 мм, осуществляли следующим образом. Плунжер устанавливали изгибом вверх на опоры, расположенные на расстояниях 0,5 м от его концов. В средней части плунжера на расстоянии 1,5 м друг от друга прикладывали две силы. Нагревание осуществляли двумя горелками рядом с приложенными силами. Предварительный изгиб составлял 27 мм. Нагревали до температуры 700°C , что уменьшило биение до 12 мм. Вторая правка с предварительным изгибом в 24 мм уменьшила биение до 6 мм. Третья правка с предварительным изгибом в 18 мм обеспечила биение меньше 1 мм.

Таким образом, предлагаемая технология для таких длинномерных деталей, как оси и плунжеры, позволяет осуществлять правку экономично и простыми средствами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Теория сварочных процессов / Под ред. В. М. Нервного. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. 752 с.
2. Боли Б., Уэйнер Дж. Теория температурных напряжений. М.: Мир, 1964. 517 с.
3. Коротков В. А. Термическое деформирование деталей // Тяжелое машиностроение. 2002. № 7. С. 8—11.
4. Свидетельство 11316 Рос. Федерации на полезную модель: Печной ролик, восстановленный правкой.

Таблица 1

| d, мм | l, мм | Δh , мм | |
|-------|-------|-----------------|-----------------------|
| | | по формуле (2) | по формуле работы [4] |
| 60 | 800 | 0,51 | 1,2 |
| 90 | 1200 | 0,66 | 1,3 |
| 180 | 2600 | 0,78 | 1,4 |
| 220 | 6000 | 1,50 | 2,7 |

Таблица 2

| Диаметр оси, мм | Предварительный изгиб, мм | Начальное биение ¹ , мм |
|-----------------|---------------------------|------------------------------------|
| 160 | 0,3 | 3 |
| | 0,6 | 5 |
| | 0,9 | 8 |
| | 1,2 | 10 |
| | 1,5 | 13 |
| | 1,8 | 16 |
| | 2,1 | 18 |
| 120 | 5 | 1,0 |
| | 8 | 1,5 |
| | 10 | 2,0 |
| | 13 | 2,5 |
| | 15 | 3,0 |
| | 20 | 4,0 |

¹Биение равно удвоенному прогибу h .

А. М. ДМИТРИЕВ, чл.-кор. РАН, д-р техн. наук (Государственный инженеринговый центр),
 Ф. В. ГРЕЧНИКОВ, чл.-кор. РАН, д-р техн. наук (Самарский государственный аэрокосмический университет
 им. С. П. Королева), Н. В. КОРОБОВА, д-р техн. наук (МГТУ "СТАНКИН"), Н. С. ТОЛМАЧЕВ
 (Государственный инженеринговый центр), e-mail: n.tolmachev@stankin.ru

Использование изменения механических характеристик конструкционных углеродистых сталей при холодной объемной штамповке

На основе полученных экспериментальных данных по упрочнению стальных заготовок при холодной объемной штамповке осуществлен выбор технологических параметров процесса, позволивших обеспечить заданный комплекс механических характеристик, включающий в себя одновременно высокие показатели прочности и пластичности.

Ключевые слова: штамповка выдавливанием холодная, детали типа стаканов, заготовки стальные, упрочнение, обеспечение заданных свойств, высокие прочность и пластичность.

On the base of obtained experimental data on strengthening of steel workpieces at cold die forging, the selection of technological parameters of a process, allowed assuring of specified set of mechanical characteristics, including both high strength and plasticity indexes, is performed.

Keywords: cold impact extrusion, cup-type parts, steel workpieces, strengthening, assurance of specified properties, high strength and plasticity.

В статье [1] систематизированы экспериментальные данные по изменению механических свойств заготовок из конструкционных углеродистых сталей вследствие их упрочнения при холодной объемной штамповке выдавливанием. Данные аппроксимированы простыми математическими зависимостями, полученными с помощью корреляционного анализа.

Рассмотрим возможности обеспечить комплекс механических характеристик изделия, включающий в себя одновременно и высокую прочность, и высокую пластичность, управлением параметрами процесса штамповки [2–4]. Следует учитывать, что давление пуансона при выдавливании изделия в виде стакана, не должно превышать 2500 МПа, так как это наибольшее давление, при котором холодная штамповка экономически целесообразна.

Преимущество холодной объемной штамповки заключается в возможности получения деталей [5], не требующих механической обработки, что повышает коэффициент использования металла [6, 7].

Зависимость удельной силы штамповки стакана от твердости заготовки и степени ее обжатия имеет вид:

$$\frac{F_3 - (F_3 - F_{II})}{F_3} = \frac{d^2}{D^2}, \quad (1)$$

где F_3 и F_{II} — площади поперечных сечений заготовки и выдавленной полости; D и d — внешний и внутренний диаметры стакана.

На рисунке (см. обложку) показаны заготовка и выдавленный из нее стакан диаметром 53,3 мм.

Для процесса выдавливания стакана в ходе проведенных исследований на основе многофакторных экспериментов была построена математическая модель:

$$y_1 = b_1 HB + b_2 CO + b_{11} HB^2 + b_{12} HB \cdot CO. \quad (2)$$

Матрица плана полного факторного эксперимента приведена в табл. 1.

Варьировали факторы: твердость заготовки — три значения, степень обжатия (CO) — два; измеряли удельную силу выдавливания.

Для пуансонов из быстрорежущих сталей Р9, Р18, Р6М5 предельно допустимой является удельная сила холодного выдавливания $q = 2500$ МПа; для пуансонов из сталей Х12Ф1, Х12МФ — $q = 2200$ МПа.

Рассчитав коэффициенты, определив их значимость и исключив члены с коэффициентом, значимость которого не подтвердилась, приводим модель (2) к виду:

$$q = 0,11 HB^2 - 24 HB + 11,4 CO + 2782. \quad (3)$$

Рассчитанные по формуле (3) значения q для заготовок из разных сталей расходятся с результатами экспериментов не более чем на 5 %.

Были выбраны параметры технологического процесса, марки углеродистых сталей для заготовок, установлена степень обжатия заготовки при выдавливании стакана, которые должны обеспе-

Таблица 1

Матрица плана эксперимента

| Номер опыта | HB | CO, % | q, МПа |
|-------------|-----|-------|--------|
| 1 | 105 | | 1900 |
| 2 | 135 | 44,5 | 2000 |
| 3 | 165 | | 2400 |
| 4 | 105 | | 2000 |
| 5 | 135 | 56,3 | 2200 |
| 6 | 165 | | 2500 |

Таблица 2

Соответствие исследуемых параметров и аргумента y

| y | σ_T , МПа | σ_B , МПа | δ , % | ψ , % | КСУ, кДж/м ² | НВ | q , МПа |
|-----|------------------|------------------|--------------|------------|-------------------------|-----|-----------|
| 0 | 700 | 750 | 5,0 | 40 | 500 | 220 | 2500 |
| 1 | 800 | 850 | 6,5 | 50 | 600 | 235 | 2000 |
| 2 | 900 | 950 | 8,0 | 60 | 700 | 250 | 1500 |
| 3 | 1000 | 1050 | 9,5 | 70 | 800 | 265 | 1000 |
| 4 | 1100 | 1150 | 11,0 | 80 | 900 | 280 | 500 |

чивать получение детали со следующими показателями механических свойств: предел текучести $\sigma_T \geq 700$ МПа; предел прочности $\sigma_B \geq 750$ МПа; относительное удлинение $\delta \geq 5$ %; относительное сужение $\psi \geq 40$ %; ударная вязкость КСУ ≥ 500 кДж/м²; твердость НВ ≥ 220 , которые обеспечивают и высокую прочность, и высокую пластичность.

Для оценки соответствия механических характеристик и удельной силы выдавливания заданным значениям использовали функцию желательности Харрингтона [8]:

$$d = e^{-e^{-y}}, \quad (4)$$

где y — условный аргумент.

На основании заданных требований и практического опыта значения исследуемых параметров ставят в соответствие со значениями аргумента y , при этом значению $y = 0$ соответствует минимально допустимое значение каждого исследуемого параметра.

Результатом такой расстановки является табл. 2. Используя данные табл. 2 и формулу (4), для каждого экспериментального значения исследуемого параметра (предела прочности, ударной вязкости, удельной силы выдавливания и т. п.) найдены желательности: d_{σ_T} , $d_{КСУ}$, d_q и т. п.

Рассчитав желательности для каждого исследуемого параметра, определяют обобщенную желательность D как произведение частных желательностей,

возведенное в степень g^{-1} , где g — число исследуемых параметров (в данном исследовании их семь):

$$D = 1,7\sqrt[d_1 d_2 \times \dots \times d_7]. \quad (5)$$

Для обобщенной желательности строят математическую модель:

$$y_2 = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_3, \quad (6)$$

где X_1 — процентное содержание углерода в стали; $X_2 = 1$ ($X_2 = -1$) — наличие (отсутствие) отжига заготовки; X_3 — степень обжата заготовки при выдавливании.

Коэффициенты модели (6) определяли по результатам дробного факторного эксперимента 2^{3-1} , матрица плана которого приведена в табл. 3. Видно, какие значения принимали исследуемые три фактора при варьировании.

Установлено, что 0,14 % углерода содержится в заготовках из стали Ст3пс (ГОСТ 380—2005), а 0,44 % — в заготовках из стали 45 (ГОСТ 1050—88).

Детали получали из заготовок из стали Ст3пс как без предварительного отжига, так и с отжигом. Режим отжига: нагревание до температуры 870÷890 °С; выдержка 1 ч; охлаждение на воздухе; нагревание до температуры 680÷700 °С; выдержка 4 ч; охлаждение с печью. Детали из стали 45 также получали выдавливанием без предварительного отжига и с маятниковым отжигом: нагревание до температуры 760÷780 °С; выдержка 1 ч; охлаждение с печью до температуры 650÷670 °С; выдержка 1 ч — четыре цикла; охлаждение с печью.

В табл. 3 для каждого опыта приведены значения частных желательностей для исследуемых параметров, обобщенная желательность D и удельная сила q выдавливания. Последняя входит в обобщенную желательность как одна из характеристик энергоемкости технологического процесса. При холодном выдавливании удельная сила ограничивается стойкостью пуансона, что и определяет возможность применения данной технологии. Поэтому целесообразно построить две модели (6): для обоб-

Таблица 3

Матрица плана и результаты эксперимента

| Номер опыта | Фактор | | | Желательность | | | | | | | | q , МПа |
|-------------|-----------|-------|-----------|----------------|----------------|--------------|------------|-----------|----------|-------|------|-----------|
| | X_1 , % | X_2 | X_3 , % | d_{σ_T} | d_{σ_B} | d_{δ} | d_{ψ} | $d_{КСУ}$ | $d_{НВ}$ | d_q | D | |
| 1 | 0,14 | -1 | 44,5 | 0,12 | 0,03 | 0,74 | 0,56 | 0,47 | 0,01 | 0,83 | 0,18 | 1800 |
| 2 | 0,44 | -1 | 56,3 | 0,64 | 0,75 | 0,48 | 0,10 | 0,26 | 0,60 | 0,45 | 0,40 | 2400 |
| 3 | 0,14 | +1 | 56,3 | 0,37 | 0,29 | 0,08 | 0,01 | 0,20 | 0,55 | 0,52 | 0,17 | 2300 |
| 4 | 0,44 | +1 | 44,5 | 0,74 | 0,72 | 0,90 | 0,70 | 0,57 | 0,64 | 0,37 | 0,64 | 2500 |

щенной желательности с удельной силой выдавливания и только для удельной силы:

$$D = 0,552 + 1,153X_1 + 0,059X_2 - 0,011X_3; \quad (7)$$

$$q = 1009 + 1333X_1 + 150X_2 + 16,95X_3. \quad (8)$$

Анализ модели (7) показал, что обобщенная желательность комплекса показателей увеличивается при увеличении процентного содержания углерода в стали и степени деформации, а также при выдавливании из неотожженной заготовки. Удельная сила выдавливания, как и следовало ожидать, увеличивается с увеличением в заготовке содержания углерода и степени деформации, а также при выдавливании из неотожженной заготовки.

Методом крутого восхождения по поверхности отклика [9] для обобщенной желательности D , используя уравнение (7), исследовали возможность повышения комплекса механических характеристик детали. Одновременно для каждого сочетания параметров технологического процесса, соответствующего шагам по поверхности отклика для D , используя уравнение (8), рассчитали удельные силы. Последовательность этого этапа показана в табл. 4.

В табл. 3 для фактора X_2 , характеризующего отжиг заготовки, отсутствие соответствует единице с минусом, наличие — единица с плюсом.

Исследования обобщенной желательности D методом крутого восхождения по поверхности отклика показали следующее. Варьируя значения факторов (параметры технологического процесса) можно повысить механические свойства детали на 9 % при удельной силе выдавливания, не превышающей 2500 МПа, по сравнению с наилучшим комплексом показателей, достигнутых в опыте 4 (см. табл. 3). Показатели данного комплекса сле-

дующие: $\sigma_T = 850$ МПа; $\sigma_B = 900$ МПа; $\delta = 7$ %; $\psi = 55$ %; $KCU = 600$ кДж/м²; $HB = 250$.

Таким образом, для получения оптимальных показателей механических свойств детали следует выдавливать предварительно отожженные заготовки из стали, в которой содержание углерода составляет 0,061 %, при степени обжатия 46 % (в табл. 4 эти результаты выделены жирным шрифтом).

Воспользовавшись формулой (1), определили, что выдавленный стакан при внутреннем диаметре 40 мм и степени обжатия 46 % должен иметь внешний диаметр 59 мм. Если поставлена задача — достичь наилучшего комплекса показателей механических свойств, а внешний диаметр изделия меньше, то следует предусмотреть припуск на внешней поверхности выдавливаемой заготовки и затем или обтачивать выдавленный стакан по наружной поверхности, или осуществлять вытяжку с утонением стенки. Однако следует учитывать, что вытяжка с утонением стенки может несколько изменить комплекс его механических показателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Григорьев С. Н., Дмитриев А. М., Коробова Н. В. Механические характеристики конструкционных углеродистых сталей при холодной объемной штамповке и их описание аппроксимирующими зависимостями // Справочник. Инженерный журнал. 2011. № 12.
2. Дмитриев А. М., Воронцов А. Л. Технологияковки и объемной штамповки. Ч. 1. Объемная штамповка выдавливанием. М.: Высшая школа, 2002. 400 с.
3. Прогрессивные технологические процессы холодной штамповки / Ф. В. Гречников, А. М. Дмитриев, В. Д. Кухарь и др.; под ред. А. Г. Овчинникова. М.: Машиностроение, 1985. Холодное выдавливание цилиндрических и коробчатых деталей / В. Д. Маслов, В. И. Мордасов, И. Е. Семенов. С. 24—75.
4. Дмитриев А. М., Воронцов А. Л. Выбор коэффициентов трения для расчета технологических параметров штамповки выдавливанием // Кузнечно-штамповочное производство. 2004. № 1. С. 23.
5. Ковка и штамповка: Справочник. Т. 3. Холодная объемная штамповка. Штамповка металлических порошков / Под ред. А. М. Дмитриева; под общ. ред. Е. И. Семенова. М.: Машиностроение, 2010. 352 с.
6. Григорьев С. Н. Решение задач технологического перевооружения машиностроения // Вестник МГТУ СТАНКИН. 2008. № 3. С. 5—9.
7. Григорьев С. Н. Проблемы и перспективы развития отечественного машиностроительного производства // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2011. № 12. С. 3—7.
8. Бороздин В. А., Дмитриев А. М. Статистическая теория в обработке давлением. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1994. 122 с.
9. Дмитриев А. М., Коробова Н. В., Ступников В. П. Методы факторного планирования эксперимента в обработке давлением: Учебное пособие. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. 105 с.

Таблица 4

Крутое восхождение по поверхности отклика для D при контроле q

| Номер опыта | Содержание С, % | Наличие отжига | СО, % | D | q , МПа |
|-------------|-----------------|----------------|-------|--------------|-------------|
| 1 | 0,37 | С отжигом | 49,3 | 0,393 | 2187 |
| | | Без отжига | | 0,511 | 2487 |
| 2 | 0,45 | С отжигом | 48,2 | 0,497 | 2277 |
| | | Без отжига | | 0,615 | 2577 |
| 3 | 0,53 | С отжигом | 47,1 | 0,601 | 2364 |
| | | Без отжига | | | 2664 |
| 4 | 0,61 | С отжигом | 46 | 0,704 | 2451 |
| | | Без отжига | | 0,822 | 2751 |
| 5 | 0,69 | С отжигом | 44,9 | 0,815 | 2547 |

Отечественные жаропрочные листовые титановые сплавы

Рассматриваются особенности создания жаропрочных титановых сплавов для листового проката и применение редкоземельных химических элементов для их легирования.

Ключевые слова: листовые титановые сплавы, жаропрочность, редкоземельные химические элементы, интерметаллидные сплавы.

The features of development of heat-resistant titanium alloys for sheet products and application of rare-earth chemical elements for their alloyage are considered.

Keywords: sheet titanium alloys, heat-resistance, rare-earth chemical elements, intermetallic alloys.

Листовой прокат в металлургическом производстве — отдельный класс полуфабрикатов, требующий как создания деформационных технологий, так и разработки специальных сплавов с особыми технологическими свойствами.

Титановые сплавы для изготовления листов занимают особое место среди конструктивных титановых сплавов. Именно листовые полуфабрикаты были освоены в промышленном производстве одними из первых. Листы из сплава ОТ4, изготовленные в условиях опытного производства ВИАМа по разработанной в нем технологии [1—3], впервые были использованы в конструкции корпуса ракет еще в начале 1960-х годов.

К началу 1970-х годов в ОКБ "Сухой" велись работы по созданию многоцелевого самолета Т-4, конструкция которого на 85 % состояла из титановых сплавов (рис. 1) [4]. Этот самолет на 30 лет опередил созданный только в конце 1990-х годов в США самолет F-18, в планере которого использовано до 45 % титана. Большая часть конструктивных элементов самолета Т-4 выполнена из листов титановых сплавов ВТ20, ОТ4 и др. Новым этапом стали разработка жаропрочного титанового сплава ВТ20 и технологии изготовления из него листов толщиной до 2 мм.

Высокие эксплуатационные свойства разработанных в ВИАМе титановых сплавов обусловили их широкое применение как одного из основных материалов для изготовления газотурбинных двигателей, вес деталей которых составляет до 40 % от веса конструкции. Сплавы предназначались в основном для изготовления лопаток и дисков авиационных двигателей. Однако в силу технологических особенностей сплавов получение листов из них не представлялось возможным. Конструктивные особенности планера современных летательных аппаратов требовали создания листовых материалов, работающих при температуре 20÷600 °С.

Первым стал сплав ВТ18У, для получения листов из которого был доработан его химический состав и разработана технология листовой прокатки, послужившая базой для дальнейшего развития листовой прокатки жаропрочных титановых сплавов нового поколения [5, 6]. Прочностные и усталостные характеристики листов из сплавов ВТ20 и ВТ18У приведены на рис. 2.

Однако при температуре 600 °С листы из сплава ВТ18У имеют недостаточно высокие механические свойства, особенно длительную прочность. Поэтому необходима разработка листового сплава с высокими жаропрочными свойствами. В ВИАМе был создан сплав ВТ38, отличительной особенностью которого является легирование редкоземельным элементом гадолинием (Gd) [7, 8].

В последние годы при создании новых титановых сплавов в качестве легирующих все больше используют редкоземельные элементы, которые для



Рис. 1. Самолет Т-4 ("100")

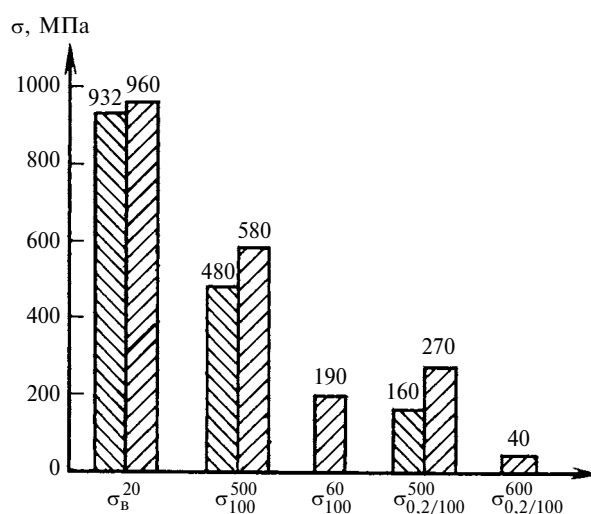


Рис. 2. Прочностные характеристики листов из сплавов ВТ20 (■) и ВТ18У (▨)

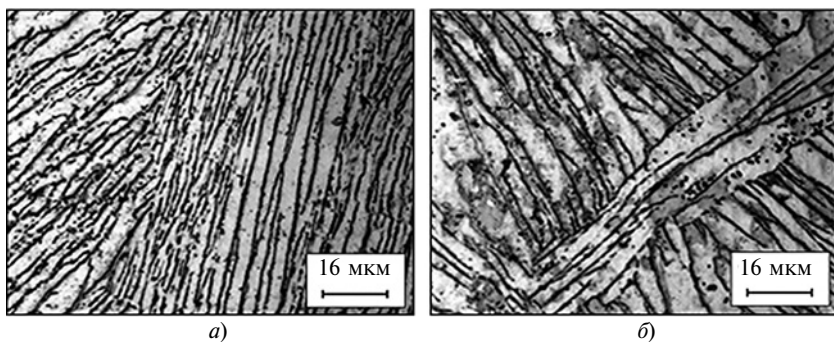


Рис. 3. Микроструктуры слитка из сплава BT38, не легированного Gd (а) и легированного 2 % Gd (б)

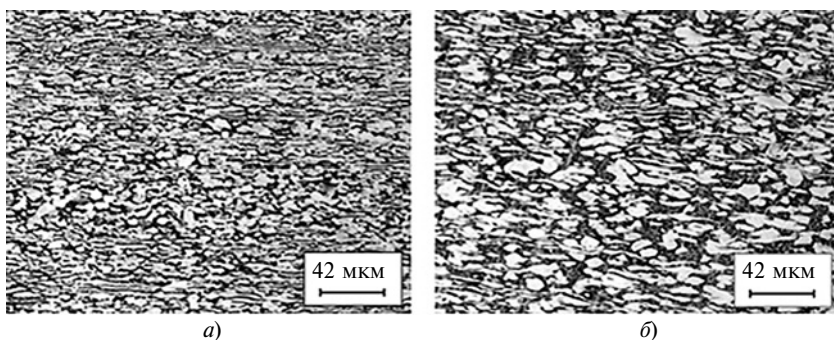


Рис. 4. Микроструктуры листа из сплава BT38, не легированного Gd (а) и легированного 2 % Gd (б)

этих сплавов являются ярко выраженными горючими элементами. Поэтому при микролегировании ими сплавов этого класса возникает эффект "скопления" легирующих элементов на границах раздела даже при очень небольшой их концентрации в сплаве. Наиболее стабильными являются соединения с максимально отрицательными значениями изобарного потенциала их образования [9].

Гадолиний — поверхностно-активный элемент с весьма ограниченной растворимостью в α -фазе, так как его атомный радиус в 135 раз больше атомного радиуса титана, а коэффициент распределения меньше единицы [10].

Влияние гадолиния на свойства сплава BT38 подробно рассмотрено в работах [11, 12]. В данной работе рассматриваются микроструктура и свойства сплава BT38 с разным содержанием гадолиния. Наличие гадолиния изменяет микроструктуру уже на стадии формирования слитка, видно, что размер литых составляющих в сплаве намного меньше (рис. 3). Гадолиний влияет на размер β -зерна при формировании микроструктуры в процессе деформирования полуфабрикатов: в сплаве, содержащем 2 % Gd, размер зерна в 3,5 раза меньше, чем в сплаве без гадолиния (рис. 4).

Жаростойкость сплава BT38 значительно выше по сравнению с зарубежным листовым жаропрочным титановым сплавом Ti—Mo—Nb—Al—Si.

Оценка глубины t газонасыщенного слоя сплавов BT38 и Ti—Mo—Nb—Al—Si гравиметрическим

методом показала, что после выдержки при температуре 700 °С окисляемость сплава BT38 уменьшается на 5÷40 % в зависимости от времени τ выдержки. Термообработка при температуре 700 °С в течение 500 ч приводит к резкому повышению микротвердости сплава сравнения, вплоть до глубины 25 мкм (рис. 5).

Микроструктурный анализ показал, что глубина t газонасыщенного слоя сплава Ti—Mo—Nb—Al—Si больше на 23÷100 %, чем сплава BT38, в зависимости от температуры T и времени τ выдержки (рис. 6). Предположительно наличие гадолиния в сплаве BT38 (поверхностно-активного элемента) препятствует росту и изменению формы микроструктурных составляющих. Характер распределения оксидов гадолиния в поверхностном слое способствует, вероятно, повышению жаростойкости сплава BT38 даже при температуре 700 °С. Присутствие Gd в структуре сплава BT38 четко видно на фотографии при микрорентгеноспектральном анализе (рис. 7, светлые участки).

Для авиакосмической техники увеличение температурного интервала применения титановых сплавов крайне актуально, поскольку позволяет уменьшить вес и повысить надежность изделий. Решением данной проблемы может стать использование жаропрочных интерметаллидных титановых сплавов, в частности, супер-альфа-2-сплава на основе Ti₃Al, гамма-сплава на основе TiAl и орто-сплава на основе Ti₂AlNb. Сплавы последней группы обладают наиболее благоприятным сочетанием свойств,

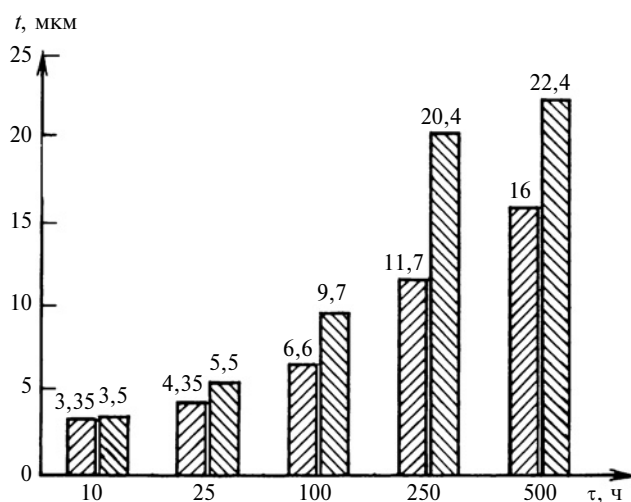


Рис. 5. Глубина t газонасыщенного слоя сплавов BT38 (▨) и Ti—Mo—Nb—Al—Si (▩), полученная гравиметрическим методом, в зависимости от времени τ выдержки

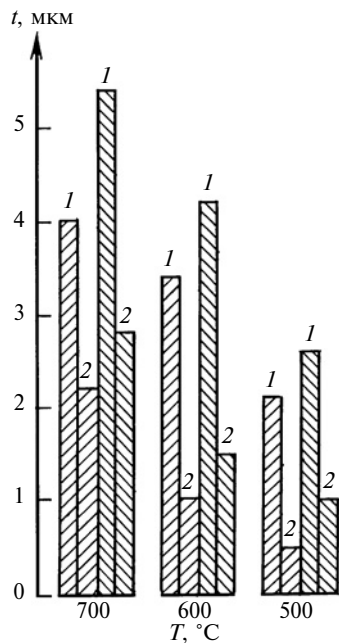


Рис. 6. Глубина t газонасыщенного слоя сплавов ВТ38 (▨) и Ti—Mo—Nb—Al—Si (▩) по данным микроструктурного анализа при выдержке 500 (1) и 10 ч (2)

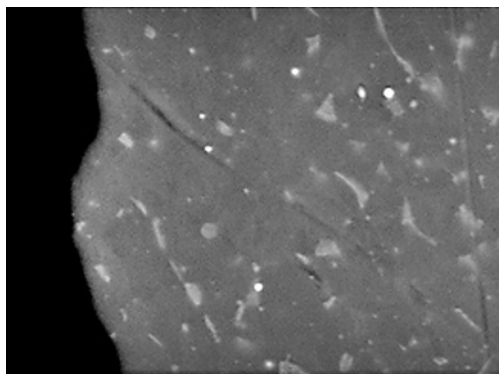


Рис. 7. Микроструктура листа из сплава ВТ38 после термообработки при температуре 700 °С в течение 10 ч

а благодаря высоким пластическим свойствам могут быть использованы для изготовления деформированием полуфабрикатов, в том числе листов и лент [13, 14].

Основу орто-сплавов составляет высоколегированный ниобием интерметаллид Ti_2AlNb (состав, мас. %: Al — 12,5, Nb — 40, остальное Ti), который имеет упорядоченную орторомбическую решетку с более высокими прочностью и пластичностью, чем интерметаллид Ti_3Al . Основными преимуществами Ti_2AlNb -сплавов являются: высокая температура плавления; низкий коэффициент термического расширения; высокие прочностные, пластические и усталостные характеристики; хорошие жаропрочность при температуре 500÷650 °С и жаростойкость до 700 °С.

На основе интерметаллида Ti_2AlNb в ВИАМе разработан деформируемый сплав ВТИ-4. Сплав в виде ленты и фольги предназначен для изготовле-

ния интерметаллидных композиционных материалов и технологически опробован в производстве статорных, корпусных и кольцевых деталей газотурбинных двигателей, работающих при температуре до 650 °С в течение 100 ч в нормальных климатических условиях [15—17]. Сплав ВТИ-4 паспортизирован, разработаны технологические рекомендации по производству и технические условия на полуфабрикаты из него (листы, ленты и фольги). Листы из сплава ВТИ-4 имеют следующие показатели механических свойств при температурах $T=20$ и 650 °С: предел прочности — $\sigma_B^{20} = 1150$ МПа и $\sigma_B^{650} = 900$ МПа; относительные удлинения (пластичность) — $\delta^{20} = 6\%$ и $\delta^{650} = 12\%$; жаропрочность в течение 100 ч — $\sigma_{100} = 350$ МПа.

Из приведенных данных видно, что разработанные на сегодняшний день орто-сплавы обладают достаточно высокой прочностью ($\sigma_B^{20} > 1100$ МПа), относительно хорошими пластичностью ($\delta^{20} > 5\%$) и жаропрочностью ($\sigma_{100}^{650} > 350$ МПа), а также повышенной жаростойкостью (до 700 °С) по сравнению с серийными жаропрочными титановыми сплавами.

Таким образом, перспективными направлениями повышения жаропрочности листовых титановых сплавов являются создание сплавов, легированных редкоземельными элементами, развитие технологий их термообработки, а также изготовление листовых полуфабрикатов из интерметаллидных сплавов Ti_2AlNb . Для этого необходимы фундаментальные исследования, уточняющие механизмы структуро- и фазообразования при легировании сплавов этого класса редкоземельными элементами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Хорев А. И. Теория и практика создания современных комплексно-легированных титановых сплавов для авиакосмической и ракетной техники // Тр. междунар. конф. "Ti—2009 в СНГ". 2009. [Б. и.] С. 288—301.
2. Хорев А. И. Фундаментальные и прикладные работы по конструкционным титановым сплавам и перспективные направления их развития // Тр. ВИАМ. 2013. № 2. Ст. 07 (viam-works.ru).
3. Хорев А. И., Белов С. Л., Глазунов С. Г. Металловедение титана и его сплавов. М.: 1992.
4. Эффективность применения титанового сплава ВТ23 в новых изделиях "ОКБ Сухого" / А. Л. Яковлев, А. А. Филатов, А. А. Бурханова и др. // Титан. 2013. № 2 (40). С. 39—42.
5. Ильин А. А., Колачев Б. А., Полькин И. С. Титановые сплавы. Состав, структура, свойства: Справочник. М.: ВИС-МАТИ, 2009. 520 с.
6. Тарасов Ю. М., Антипов В. В. Новые материалы ВИАМ — для перспективной авиационной техники производства ОАО "ОАК" // Авиационные материалы и технологии. 2012. № 2. С. 5, 6.
7. Каблов Е. Н. Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года // Авиационные материалы и технологии. 2012. № 3. С. 7—17.
8. Каблов Е. Н. Авиакосмическое материаловедение // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2008. № 3. С. 2—14.

В. А. НОСЕНКО, д-р техн. наук, В. Н. ТЫШКЕВИЧ, канд. техн. наук, С. В. ОРЛОВ, А. В. САРАЗОВ (Волжский политехнический институт — филиал ВолгГТУ), e-mail: tubem@mail.ru

Оптимальные условия шлифования торцевых поверхностей колец крупногабаритных подшипников

Определяются оптимальные условия шлифования торцевых поверхностей колец крупногабаритных подшипников, обеспечивающие заданное качество обработанной поверхности и максимальную производительность обработки.

Ключевые слова: подшипник, кольцо, поверхность, качество, осевая деформация, допуск плоскостности, шлифование.

The optimal grinding conditions of end surfaces of races of big bearings, assuring specified quality of processed surface and maximum processing capacity, are determined.

Keywords: bearing, race, surface, quality, axial deformation, flatness tolerance, grinding.

Крупногабаритные подшипники относятся к наиболее ответственному узлам машин и широко используются в разных отраслях машиностроения. Основной метод обработки, определяющий геометрическую точность деталей подшипников, — шлифование. Поэтому актуальным является повышение эффективности шлифования колец крупногабаритных подшипников, к качеству поверхности которых предъявляются высокие требования, при этом важна и стоимость их изготовления. Как показывает

практика, требуемую шероховатость торцевой поверхности кольца подшипника можно получить без применения выхаживания, которое обеспечивает допуск плоскостности. В этом случае основное время обработки увеличивается в среднем на 40 % [1–3].

Наличие начальных отклонений от плоскостности и изогнутости торцов после термообработки или механической обработки поверхностей колец крупногабаритных подшипников существенно усложняет процесс шлифования, так как под дейст-

вием магнитного поля стола станка и силы резания кольцо получает осевую упругую деформацию. После шлифования и снятия магнитного поля в результате упругих деформаций определенные отклонения от плоскостности возвращаются. Технологические способы их устранения значительно увеличивают время обработки и стоимость операции [1, 4–7]. Управление величиной осевой упругой деформации позволит уменьшить время и стоимость операции при гарантированном обеспечении геометрической точности детали.

Цель исследований — разработка алгоритма и выбор оптимальных условий плоского шлифования торцевых поверхностей колец крупногабаритных подшипников из стали ШХ15, обеспечивающих получение требуемых параметров качества обработанной поверхности — параметра Ra шероховатости, допуска Δ плоскостности на операции шлифования, отсутствия шлифовочных прижогов при максимальной производительности процесса.

Математические модели приведенных к ширине образца составляющих p_y и p_z силы резания, коэффициента $K_{ш}$ шлифования и параметра Ra шероховатости об-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 57)

9. **Перспективы** разработки новых титановых сплавов / В. Г. Анташев, Н. А. Ночовная, А. А. Ширяев, А. Ю. Изотова // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2011. № S2. С. 60–67.

10. **Хорев А. И., Мухина Л. Г., Жегина И. П.** Влияние редкоземельных элементов на свойства титановых сплавов // Легирование и термическая обработка титановых сплавов. М.: ОНТИ ВИАМ, 1977. С. 106–113.

11. **Каблов Е. Н., Оспенникова О. Г., Вершков А. В.** Редкие металлы и редкоземельные элементы — материалы современных и будущих высоких технологий // Тр. ВИАМ. 2013. № 2. Ст. 01. (viam-works.ru).

12. **Хорев А. И., Ночовная Н. А., Яковлев А. Л.** Микролегирование редкоземельными металлами титановых сплавов // Авиационные материалы и технологии. 2012. № S. С. 206–212.

13. **Ночовная Н. А., Яковлев А. Л., Алексеев Е. Б.** Влияние гадолиния на жаростойкость сплава ВТ38 // Технология легких сплавов. 2012. № 1. С. 39–46.

14. **Ночовная Н. А., Хорев А. И., Яковлев А. Л.** Перспективы легирования титановых сплавов редкоземельными элементами // МиТОМ. 2013. № 8. С. 20–25.

15. **Обработка** технологии опытного жаропрочного сплава на основе интерметаллида Ti_2AlNb / Н. А. Ночовная, С. В. Скворцова, Д. С. Анишук и др. // Титан. 2013. № 4. С. 24–29.

16. **Опыт** использования вакуумно-дуговой печи ALD VAR L200 для выплавки слитков жаропрочных сплавов на основе алюминидов титана / Д. Е. Каблов, П. В. Панин, А. А. Ширяев, Н. А. Ночовная // Авиационные материалы и технологии. 2014. № 2. С. 27–33.

17. **Исследование** влияния режимов изотермического деформирования и термообработки на структуру и механические свойства опытного жаропрочного Ti-сплава / Н. А. Ночовная, В. Г. Анташев, А. А. Ширяев, Е. Б. Алексеев // Технология легких сплавов. 2012. № 4. С. 92–99.

работанной поверхности получены методом полного факторного эксперимента типа 2^4 , где 4 — число факторов (табл. 1). Экспериментальные исследования проводили при плоском шлифовании периферией круга образцов из стали ШХ15 [8]. Образцы обрабатывали электрокорундовыми шлифовальными кругами прямого профиля размером $200 \times 16 \times 76$ мм четырех типов: 25AF46K6V, 25AF46L6V, 25AF60K6V, 25AF60L6V производства ОАО "Волжский абразивный завод".

С учетом производственного опыта были выбраны следующие диапазоны варьирования входных параметров: зернистость F (ГОСТ Р 52381—2005) от F60 до F46; твердость $s_1(x_1)$ шлифовального круга, определяемая звуковым методом по приведенной скорости распространения акустических волн (ГОСТ Р 52710—2007) от 4504 (K) до 4930 м/с (L); глубина $t(x_2)$ шлифования от 0,01 до 0,02 мм/ход; скорость подачи стола $v_s(x_3)$ от 10 до 20 м/мин. В скобках дано кодированное обозначение фактора.

Сравнение дисперсий выходных параметров процесса по критерию Кохрена показало, что в рассматриваемом диапазоне варьирования дисперсии неоднородны, т. е. не выполняется обязательное условие математического моделирования с использованием методики рационального планирования эксперимента. Уменьшить разницу дисперсий можно уменьшением ин-

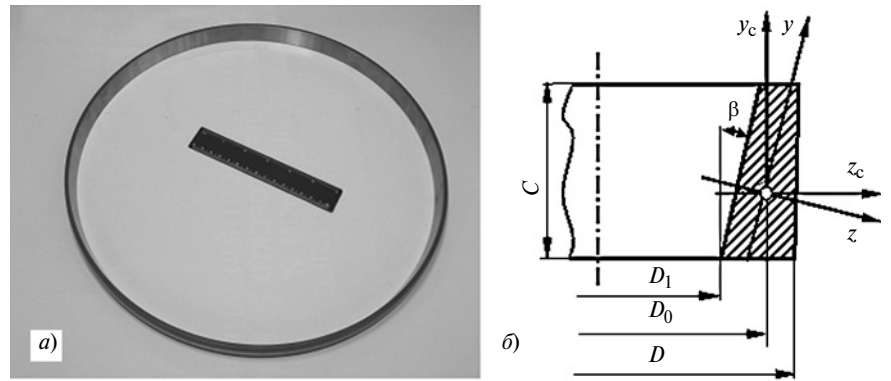


Рис. 1. Исследуемое кольцо (а) и его поперечное сечение (б)

тервала варьирования факторов. С целью сохранения выбранных интервалов было принято решение о разделении некоторых факторов. Наибольшие дисперсии выходных параметров наблюдаются при шлифовании кругами разной зернистости, поэтому математические модели выходных параметров процесса шлифования разрабатывали для круга каждой зернистости отдельно. Дисперсии составляющих силы резания для кругов одной зернистости в данном случае можно считать однородными.

Анализ экспериментальных данных показал, что в рассмотренном интервале варьирования составляющие силы резания на некоторых режимах шлифования в значительной степени зависят от наработки. В связи с этим в качестве четвертого входного параметра в математические модели была включена наработка $V(x_4)$, приведенная к ширине обрабатываемой поверхности, с интервалом варьирования от 100 до 400 мм².

Параметр Ra шероховатости задается в технологическом процессе. Образование шлифовочных прижогов на обработанной поверхности заготовки определяется величиной, приведенной к ширине образца касательной составляющей p_z силы резания. Исследованиями установлено, что шлифовочные прижоги появляются при $p_z > 6$ Н/мм.

Круги зернистостью F60 и твердостью L на всех режимах шлифования не удовлетворяют требованиям производства ввиду образования прижогов на обработанной поверхности или нестабильности процесса шлифования. Поэтому при оптимизации режимов круги зернистостью F60 исключили из рассмотрения.

Для разработки математических моделей осевых деформаций кольца под действием магнитного поля стола и радиальной составляющей силы шлифования проанализировали формы торцевой поверхности наружных колец конического однорядного роли-

Таблица 1

| Параметр (зернистость круга) | Регрессионная модель составляющих силы резания (Н/мм), коэффициента шлифования, параметра Ra шероховатости (мкм) для стали ШХ15 |
|------------------------------|--|
| $p_y(F46)$ | $19,9 + 5,45x_1 + 3,43x_2 + 0,99x_3 + 3,67x_4 + 1,02x_1x_2 - 2,40x_1x_3 + 2,6x_1x_4 + 0,69x_2x_3 - 1,42x_3x_4 - 1,49x_1x_3x_4$ |
| $p_y(F60)$ | $31,42 + 0,91x_1 - 3,21x_2 - 1,02x_4 + 1,78x_1x_2 - 3,44x_2x_3 + 0,77x_3x_4 + 1,93x_1x_2x_3x_4 + 2,06x_1x_2x_3 - 3,078x_1x_2x_4 - 0,73x_1x_3x_4$ |
| $p_z(F46)$ | $6,21 + 0,82x_1 + 0,9x_2 + 0,82x_3 + 0,49x_4 - 0,54x_1x_3 + 0,23x_1x_4$ |
| $p_z(F60)$ | $9,18 + 1,86x_1 + 0,67x_3 - 0,27x_4 + 0,32x_1x_3 - 0,38x_2x_3 + 0,37x_3x_4 + 0,37x_1x_2x_3x_4 + 0,72x_1x_2x_3 - 0,35x_1x_2x_4$ |
| $K_{ш}(F46)$ | $44,77 - 5,06x_2 - 13,51x_3 + 6,15x_1x_3$ |
| $K_{ш}(F60)$ | $22,75 - 1,97x_1 - 5,83x_2 - 1,68x_3 - 2,61x_1x_2 + 1,71x_1x_3 - 4,77x_2x_3$ |
| $Ra(F46)$ | $1,81 - 0,22x_1 + 0,46x_3 - 0,22x_1x_3$ |
| $Ra(F60)$ | $1,92 + 0,27x_1 + 0,2x_2 + 0,29x_1x_2 + 0,3x_1x_3 + 0,26x_1x_2x_3$ |

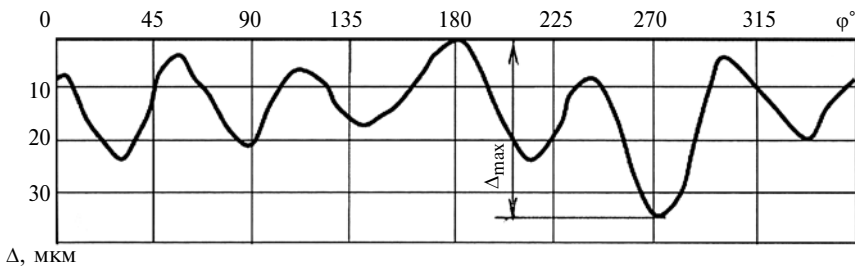


Рис. 2. Отклонения торцевых поверхностей кольца от плоскостности после закалки: кольцо конического однорядного роликоподшипника 1077756.01

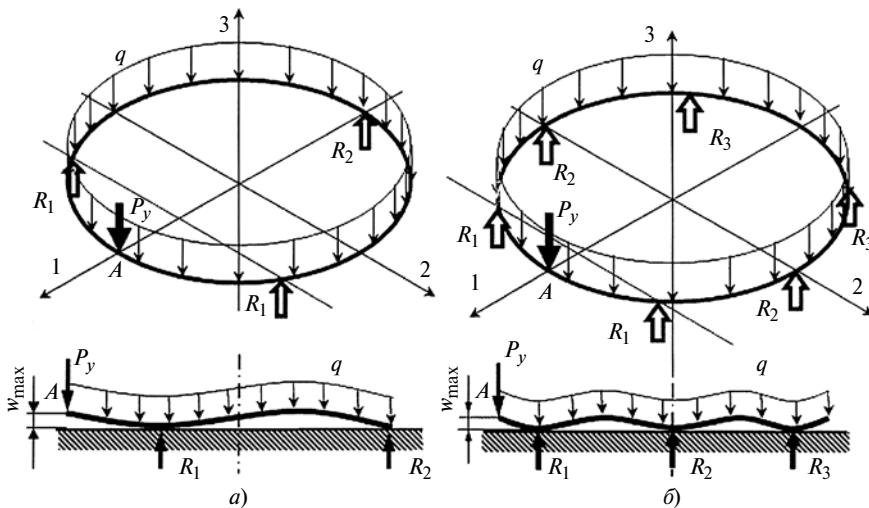


Рис. 3. Расчетные схемы для определения максимальной осевой деформации w_{max} кольца при трех- (а) и шеститочечном (б) контакте с поверхностью стола: R_1 – R_3 — реакции опор

коподшипника из стали ШХ15 (рис. 1, а) с размерами, приведенными на рис. 1, б и в табл. 2, где D , D_1 , C — соответственно наружный и внутренний диаметры и ширина кольца; β — угол конусности; $r = D_0/2$ — соответственно радиус и диаметр центральной оси кольца, проходящей через центр тяжести поперечного сечения; I_{zc} , I_{yc} и I_z , I_y — осевые моменты инерции относительно центральных осей z_c , y_c поперечного сечения кольца и главные центральные моменты инерции; α_1 , α_2 — коэффициенты для оценки применимости теории стержней малой кривизны.

Термообработку колец выполняли в штампах. Исследования проводили на трехкоординатной измерительной машине Millenium. Торцевую поверхность кольца исследовали по среднему диаметру в микропроцессорном режиме.

На рис. 2 приведены результаты исследования отклонения от плоскостности одного из колец.

Обработка данных показала, что при первоначальном трехточечном контакте поверхностей стола и торца кольца среднее значение углов между точками касания с вероятностью 0,95 составляет $120^\circ \pm 16^\circ$. Исходя из этого, в расчетной схеме (рис. 3, а) принято, что кольцо касается стола в трех точках, расположенных на равных расстояниях по периметру. Кольцо нагружено сосредото-

точной силой P_y (от действия шлифовального круга) и равномерно распределенной суммарной нагрузкой $q = q_c + q_m$ (q_c и q_m — нагрузки от действия магнитного поля стола и массы кольца), перпендикулярными к плоскости кольца. Трехточечный контакт кольца с поверхностью стола характерен для начального момента нагружения. При увеличении нагрузки число точек контакта кольца с поверхностью стола увеличивается до шести (рис. 3, б).

На рис. 4 показаны зависимости распределения макроотклонений торцевых поверхностей по высоте профиля для двух колец.

Максимальная осевая упругая деформация при закреплении заготовки кольца магнитным полем стола определяется выражением

$$w_q = w_m + w_{q_{max}} + w_{q_k},$$

где w_m , $w_{q_{max}}$ — деформация кольца при изгибе соответственно под действием массы заготовки и магнитного поля стола; w_{q_k} — деформация торцевой поверхности кольца при контакте с плоскостью стола.

При шлифовании торца к осевой деформации добавляются максимальная осевая упругая деформация $w_{p_{max}}$ кольца при изгибе под действием радиальной составляющей силы резания, приложенной в центре пролета между опорами, и деформация w_{p_k} торцевой поверхности кольца при контакте с плоскостью стола: $w_p = w_{p_{max}} + w_{p_k}$.

Контактную деформацию гладкой поверхности стола и шероховатой волнистой торцевой поверхности заготовки кольца определяли методом Н. Б. Демкина.

Таблица 2

| Кольцо | Геометрические параметры кольца | | | | | | | | | |
|------------|---------------------------------|-------|-----|---------------|----------|-----------------|---------|--------|------------|------------|
| | D | D_1 | C | β° | r , мм | I_{zc} | I_z | I_y | α_1 | α_2 |
| | мм | | | | | мм ⁴ | | | | |
| У-7866А.01 | 375 | 357,5 | 18 | 15,0 | 184,2 | 2939 | 3001 | 431 | 64,3 | 0,048 |
| 1077756.01 | 460 | 401 | 62 | 12,7 | 218,4 | 432 500 | 439 000 | 63 610 | 22,1 | 0,130 |

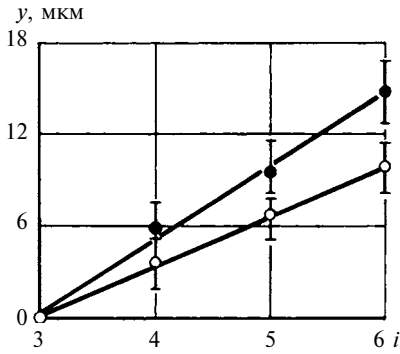


Рис. 4. Распределения макроуклонов y по высоте профиля колец 1077756.01 (○) и У-7866А.01 (●), соответствующих числу i точек контакта

Для исследуемых колец при наибольших нагрузках деформация не превышает 3 % от допуска плоскостности, поэтому в дальнейших расчетах ее влияние не учитывали. Экспериментальное исследование осевой деформации колец под действием магнитного поля стола подтверждает это предположение.

Для рассматриваемых колец $\alpha_1 = 2\pi r/C > 10$, $\alpha_2 = 0,5(D - D_1)/r < 0,2$ (см. табл. 2). Выполнение данного условия позволяет использовать теорию стержней малой кривизны и метод Мора для определения максимальных осевых упругих деформаций $w_{p\max}$ и $w_{q\max}$ при изгибе кольца. Статическая неопределимость кольца раскрывается методом сил [4–7].

В общем случае главные центральные оси z и y поперечного сечения кольца могут быть наклонены относительно плоскости кольца (см. рис. 1, б). Для упрощения дальнейших вычислений целесообразно ввести вспомогательные коэффициенты: $\eta_y = I_{yc}/I_{zc}$; $\eta_{zy} = I_{yczc}/I_{zc}$; $\eta_k = EI_y I_z / (GI_{zc} I_k)$, где I_k — момент инерции поперечного сечения кольца при кручении; I_{yc} , I_{zc} , I_y , I_z , I_{yczc} — осевые и центробежный моменты инерции; E и G — модули нормальной упругости и сдвига материала кольца.

При раскрытии статической неопределимости методом сил разрез кольца располагаем в точ-

ке A плоскости симметрии (см. рис. 3), что позволяет использовать свойства симметрии; достаточно определить один неизвестный изгибающий момент. При указанной нагрузке максимальная осевая деформация w (прогиб) кольца возникает в точке A . Используя метод Мора, в полярной системе координат получим:

$$w = \frac{r I_{zc}}{E I_z I_y} \sum_{i=1}^n \int [\eta_y M_{zci} M'_{zci} + \eta_k M_{ki} M'_{ki}] d\varphi_i,$$

где M'_{zc} , M'_{k} — моменты от действия единичной силы; M_{zc} , M_k — моменты в эквивалентной системе.

Окончательные выражения для максимальной осевой деформации при трех-, четырех-, пяти- и шеститочечном контакте торцевой поверхности кольца с поверхностью стола имеют вид:

$$w_{q3} = w_{q\max3} + w_{m3} = Ar(63\eta_y + 7\eta_k)(q_c + q_m); \quad (1)$$

$$w_{q\max3} = AP_y(96\eta_y + 16\eta_k); \quad (2)$$

$$w_{q4} = w_{q\max4} + w_{m4} = Ar(18\eta_y + 1,1\eta_k)(q_c + q_m); \quad (3)$$

$$w_{q\max4} = AP_y(46\eta_y + 6\eta_k); \quad (4)$$

$$w_{q5} = w_{q\max5} + w_{m5} = Ar(7\eta_y + 0,28\eta_k)(q_c + q_m); \quad (5)$$

$$w_{q\max5} = AP_y(26\eta_y + 3,2\eta_k); \quad (6)$$

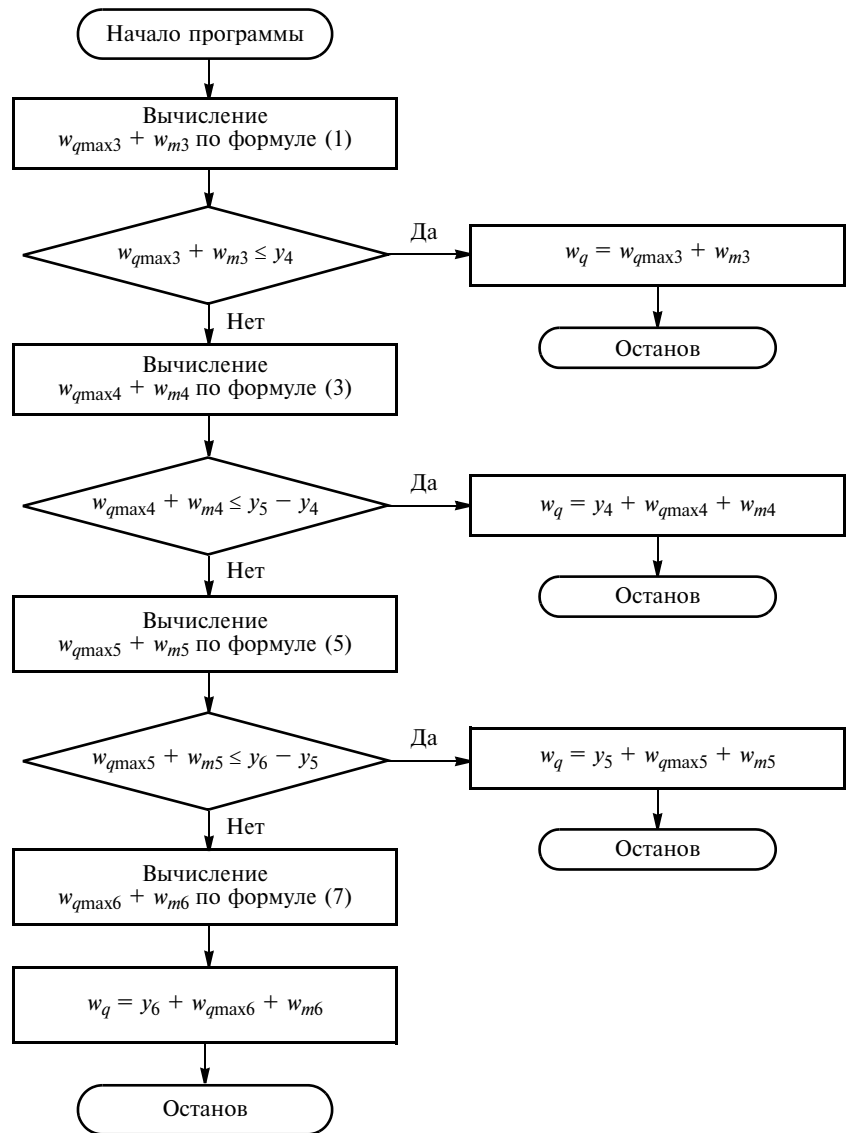


Рис. 5. Алгоритм вычисления максимальной осевой упругой деформации кольца под действием магнитного поля стола и массы кольца

$$w_{q6} = w_{q\max6} + w_{m6} = Ar(3,3\eta_y + 0,1\eta_k)(q_c + q_m); \quad (7)$$

$$w_{p\max6} = AP_y(16\eta_y + 2\eta_k), \quad (8)$$

$$\text{где } A = \frac{r^3 I_{zc}}{EI_z I_y 10^3}.$$

С учетом изменения числа точек контакта при закреплении кольца магнитным полем стола осевая упругая деформация составит:

$$w_q = y_i + w_{qi}, \quad (9)$$

где y_i — уровень вершин макроотклонений, мкм, соответствующих i -му числу точек контакта

(принимая $y_3 = 0$) (см. рис. 4); w_{qi} — осевая деформация при числе точек контакта $3 \leq i \leq 6$. Алгоритм вычисления максимальной осевой упругой деформации кольца под действием магнитного поля стола и массы кольца по формуле (9) приведен на рис. 5.

Максимальная осевая упругая деформация при закреплении кольца магнитным полем стола и действии радиальной составляющей силы резания с учетом изменения числа точек контакта определяется выражением

$$w_{\max} = y_i + w_{qi} + w_{pi}. \quad (10)$$

Алгоритм вычисления в этом случае аналогичен алгоритму на рис. 6 с добавлением деформации w_{pi} .

Для стандартных плит на основе магнитотвердых ферритов (ГОСТ 16528—87) и электромагнитных плит (ГОСТ 30273—98) класса точности A распределенная сила p притяжения должна быть не менее 0,16 МПа. Интенсивность равномерно распределенной нагрузки q_c от действия магнитного поля стола на кольцо $q = pb = 0,16b$, где $b = (D - D_1)/2$ — ширина базового торца заготовки кольца (см. рис. 1, б).

На первом этапе при выборе оптимальных условий шлифования (см. рис. 6) заготовку кольца рассматривают как абсолютно жесткую и оптимизацию параметров осуществляют из условия выполнения первых двух требований, т. е. обеспечения безприжоговой обработки и заданного значения Ra .

С использованием математических моделей (см. табл. 1) определяют области существования параметров оптимизации, обеспечивающих выполнение требований к данным параметрам качества.

Окончательное выражение целевой функции приведенной производительности Q через варьируемые параметры получим в виде:

$$Q = v_{st} \cdot 10^3, \text{ мм}^2/\text{мин.}$$

Допустимые режимы шлифования для круга зернистостью F46 и твердостью K определим, решив совместно неравенства

$$p_z = 6,21 + 0,82x_1 + 0,9x_2 + 0,82x_3 + 0,49x_4 - 0,54x_1x_3 + 0,23x_1x_4 \leq 6 \text{ Н/мм};$$

$$Ra = 1,81 - 0,22x_1 + 0,46x_3 - 0,22x_1x_3 \leq 2,5 \text{ мкм},$$

с подстановкой в них допустимых значений силы и параметра шероховатости.

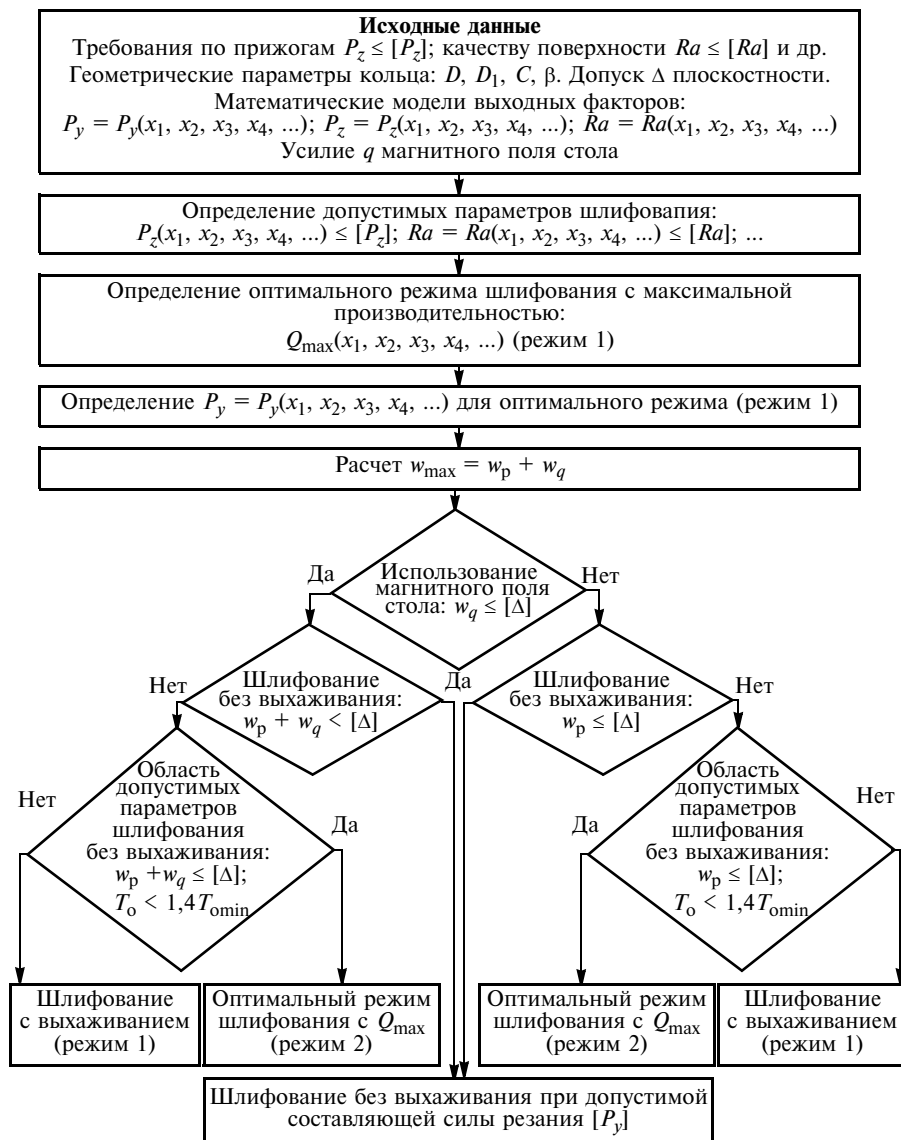


Рис. 6. Алгоритм выбора оптимального режима шлифования заготовок колец подшипников с начальными отклонениями от плоскости торцов

На рис. 7 приведены зависимости производительности Q шлифования от скорости подачи v_S . Область допустимых значений параметров шлифования находится ниже кривых и левее точек и их дальнейшая оптимизация осуществляется из условия обеспечения максимальной производительности процесса, которая в значительной степени зависит от твердости круга. Граничные значения твердости K отличаются более чем в 2 раза, поэтому целесообразно использовать круги, твердость K которых соответствует нижней границе.

На рис. 8 приведены зависимости коэффициента $K_{ш}$ шлифования от скорости подачи v_S . Коэффициент возрастает с увеличением твердости и для данного диапазона составляет около 45. Использовать круги меньшей твердости нельзя, так как не будет обеспечиваться заданная шероховатость поверхности и существенно увеличится изнашивание инструмента.

Конкретные режимы шлифования определяют с учетом твердости круга. Для колец из стали ШХ15 при допустимых значениях $[Ra] \leq 2,5$ мкм и $[p_z] \leq 6$ Н/мм для круга 2, рекомендуемая твердость которого соответствует середине диапазона, оптимальным будет следующий режим шлифования (режим 1, см. рис. 6): глубина шлифования $t_{опт} = 0,02$ мм/ход и скорость подачи заготовки $v_{S\text{ опт}} = 13$ м/мин при максимальной производительности $Q_{\text{max}} = 260$ мм²/мин.

Второй этап оптимизации при шлифовании колец подшипников с начальными отклонениями торцевых поверхностей от плоскостности заключается в учете осевых упругих деформаций при закреплении заготовки. При закреплении заготовки кольца магнитным полем стола должно выполняться неравенство

$$w_q \leq [\Delta]. \quad (11)$$

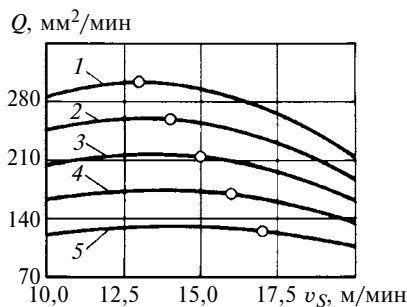


Рис. 7. Зависимости производительности Q шлифования кругом зернистостью F46 и твердостью K от скорости подачи v_S при скорости 4400 (1), 4500 (2), 4600 (3), 4700 (4), 4800 м/с (5)

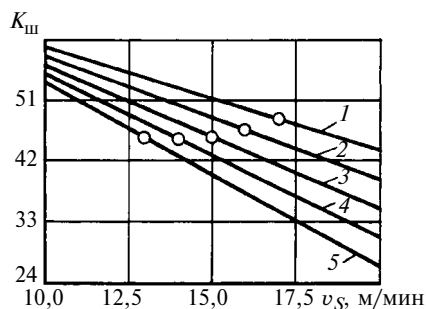


Рис. 8. Зависимости коэффициента $K_{ш}$ шлифования кругом зернистостью F46 и твердостью K от скорости подачи v_S при скорости 4400 (1), 4500 (2), 4600 (3), 4700 (4) и 4800 м/с (5)

Здесь w_q — максимальная осевая упругая деформация при закреплении заготовки магнитным полем стола; $[\Delta] = \lambda\Delta - \Delta_T$ — допустимая осевая упругая деформация, где λ — коэффициент запаса точности; Δ и Δ_T — допуски плоскостности торцевой поверхности при шлифовании и жесткой заготовки, определяемые из справочной литературы.

В случае невыполнения условия (11) заготовку кольца закрепляют на столе станка с помощью упоров.

При закреплении заготовки магнитным полем стола условие шлифования без выхаживания определяется неравенством

$$w_q + w_p \leq [\Delta]. \quad (12)$$

При шлифовании заготовки без закрепления магнитным полем допуск $[\Delta]$ на отклонение от

плоскостности обеспечивается при выполнении неравенства

$$w_p + w_m \leq [\Delta], \quad (13)$$

где w_p , w_m — максимальные осевые упругие деформации кольца при изгибе под действием соответственно радиальной составляющей силы резания и массы кольца.

Если неравенства (12) и (13) не выполняются, заготовку кольца шлифуют с выхаживанием, что увеличивает основное время обработки. В этом случае из ранее установленных допустимых значений параметров процесса следует найти такие, при которых выполняются условия (см. рис. 6):

$$\left. \begin{aligned} w_p + w_q &\leq [\Delta]; \\ T_o &< 1,4 T_{o\text{ min}}, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

где $T_{o\text{ min}}$ — основное время шлифования без выхаживания при максимальной производительности обработки, параметры которой были определены ранее.

При существовании параметров, удовлетворяющих условиям (14), оптимальный режим шлифования выбирают по критерию максимальной производительности. Полученные параметры определяют оптимальные условия шлифования заготовок колец подшипников, закрепляемых на столе с помощью упоров, т. е. без использования магнитного поля (см. рис. 6).

Таким образом, разработан способ устранения изгиба торцов колец шлифованием: первый торец шлифуется без использования магнитного поля стола с радиальной составляющей p_y силы резания, обеспечивающей осевую деформацию (максимальный прогиб) меньше допуска плоскостности торцов [9].

Для выбора оптимальных условий шлифования исследуемых колец (см. табл. 2) использова-

ли второй этап. Для определенных на первом этапе условий отсутствия шлифовочных прижогов и параметра шероховатости $Ra \leq 2,5$ мкм при максимальной производительности Q_{\max} процесса по оптимальным параметрам шлифования (режим 1) вычислим приведенную силу:

$$p_{y1} = 4,02 + 68t + 0,278v_S + 27,6tv_S = 16,2 \text{ Н/мм.}$$

Далее по выражениям (1)–(10) рассчитаем деформации w_p и w_q для исследуемых колец при принятых значениях $\lambda = 0,75$ и $\Delta = 25$ мкм. Для кольца У-7866А.01 — $\Delta_T = 7,5$ мкм; для кольца 1077756.01 — $\Delta_T = 9$ мкм. Для кольца У-7866А.01 проверим условие (11) применимости магнитного поля стола. Под действием магнитного поля стола кольцо опускается до возникновения шеститочечного контакта с поверхностью стола, определяемого условием:

$$w_{q\max6} + w_{m6} + y_6 = 12 + 14,8 = 26,8 \text{ мкм} > [\Delta] = 11,3 \text{ мкм.}$$

Условие (11) не выполняется, поэтому для закрепления кольца на столе необходимо использовать упоры.

Проверим выполнение условия (13) шлифования без выхаживания. Под действием радиальной составляющей силы резания и собственной массы кольцо опускается до возникновения шеститочечного контакта с поверхностью стола, определяемого условием:

$$w_{m6} + w_{p\max6} + y_6 = 21 + 14,8 = 35,8 \text{ мкм} > [\Delta] = 11,3 \text{ мкм.}$$

Условие (13) не выполняется, поэтому рекомендуется шлифование кольца с выхаживанием при закреплении упорами абразивным кругом 25АF46К6V на оптимальном режиме (режим 1): $t_{\text{опт}} = 0,02$ мм/ход, $v_{S\text{опт}} = 13$ м/мин и $Q_{\max} = 260$ мм²/мин.

Для кольца 1077756.01 проверим условие (11) применения магнитного поля стола, под действием которого кольцо опускается до возникновения пятиточечного контакта со столом, определяемого условием:

$$w_q = y_5 + w_{q\max5} + w_{m5} = 6,7 + 1,2 + 0,03 = 7,93 \text{ мкм} < [\Delta] = 9,7 \text{ мкм.}$$

Условие (11) выполняется, следовательно, для закрепления кольца на столе можно использовать магнитное поле.

Проверим выполнение условия (12) шлифования без выхаживания:

$$w_{q\max5} + w_{m5} + w_{p\max5} = 1,2 + 0,03 + 1,5 = 2,73 \text{ мкм} < y_6 - y_5 = 9,7 - 6,7 = 3 \text{ мкм;}$$

$$w_{q\max5} + w_{m5} + w_{p\max5} + y_5 = 1,2 + 0,03 + 1,5 + 6,7 = 9,43 \text{ мкм} < [\Delta] = 9,7 \text{ мкм.}$$

Условие шлифования без выхаживания выполняется. При этом кольцо под действием магнитного поля стола и радиальной составляющей силы резания опускается до возникновения пятиточечного контакта с поверхностью стола.

Кольцо 1077756.01 рекомендуется шлифовать без выхаживания абразивным кругом 25АF46К6V при закреплении магнитным полем стола на оптимальном режиме 1: $t_{\text{опт}} = 0,02$ мм/ход, $v_{S\text{опт}} = 13$ м/мин и $Q_{\max} = 260$ мм²/мин.

Разработанные методика, математические модели и алгоритм позволяют определить оптимальные условия плоского шлифования периферией круга колец подшипников из стали ШХ15 с начальными отклонениями торцевых поверхностей от плоскостности на станке с круглым магнитным столом. Оптимальные параметры обработки обеспечивают требуемое качество поверхности (параметр Ra шероховатости, допуск Δ плоскостности, от-

сутствие шлифовочных прижогов) при максимальной производительности процесса плоского шлифования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Исследование** процессов шлифования внутренних и наружных конусов деталей класса колец: Монография / Б. И. Коротков, С. Б. Коротков, В. Н. Тышкевич и др.; Под ред. Б. И. Короткова. Волгоград: ВолгГТУ. 2007. 133 с.
2. **Солер Я. И., Казимиров Д. Ю.** Стратегия плоского шлифования деталей переменной жесткости // Металлообработка. 2006. № 1. С. 2–7.
3. **Справочник** технолога-машиностроителя. Т. 2 / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. М.: Машиностроение, 1985. 496 с.
4. **Определение** осевых перемещений при шлифовании торцов подшипниковых колец / В. А. Носенко, В. Н. Тышкевич, С. В. Орлов, В. Б. Светличная // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2010. № 2. С. 70–74.
5. **Влияние** упругих деформаций на погрешность формы при закреплении и обработке колец подшипников / А. А. Копецкий, В. А. Носенко, В. Н. Тышкевич, С. В. Орлов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2012. № 2/3 (292). С. 103–107.
6. **The determination** of axial displacements during bearing end face grinding / V. A. Nosenko, V. N. Tyshkevich, S. V. Orlov, V. B. Svetlichnaya // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2010. V. 39. Issue 3. P. 157–160.
7. **Kopetskii A. A., Nosenko V. A., Tyshkevich V. N.** Influence of Shift of Clamping Forces on Elastic Deformations of the Bearing Ring in a Jaw Gripper // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2014. V. 43, N. 1. P. 55–59.
8. **Носенко В. А., Орлов С. В., Крутикова А. А.** Влияние режимов обработки и твердости круга на составляющие силы шлифования подшипниковой стали // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2011. № 4/3 (288). С. 94–99.
9. **Пат. 2370354 Рос. Федерации:** МПК В 24 В7/04, 2009. Способ устранения изогнутости торцов деталей класса колец шлифованием.

Особенности микрораспределения кремния в экономнолегированном высокопрочном чугуне

Рассматриваются особенности микрораспределения кремния в высокопрочном чугуне с шаровидным графитом (ВЧШГ), отлитым в кокиль. Установлено влияние микроликвации кремния в ВЧШГ на изменение его структуры.

Ключевые слова: легирование, высокопрочный чугун, кокиль, ликвация, структура.

The features of microdistribution of silicon in high-strength cast iron with spherical graphite (HSCISG), cast in permanent mold, are considered. The influence of silicon microsegregation in HSCISG on change of its structure is determined.

Keywords: alloyage, high-strength cast iron, mold, segregation, structure.

Высокое качество чугунных отливок во многом определяется их свойствами и структурой, в частности, распределением кремния. Однако строение высокопрочного чугуна с шаровидным графитом (ВЧШГ), отливаемого в кокиль, и характер микрораспределения кремния в нем недостаточно изучены.

Микрораспределение кремния в чугуне исследовали методом травления в щелочном растворе пикрата натрия. Установлено, что в ВЧШГ, отливаемым в кокиль, микрораспределение кремния существенно отличается от ВЧШГ, отливаемого в песчаную форму. Первый приобретает структуру белого чугуна, состоящую из перлита и ледебурита (рисунок, *а*). При этом легированный никелем и медью ВЧШГ, отливаемый в кокиль, существенно отличается от нелегированного (рисунок, *б*). Легирование чугуна $1 \div 2$ % Ni способствует повышению белого чугуна и измельчению эвтектических зерен (рисунок, *в*).

Распределение кремния в нелегированных кокильных чугунах связано с их литой структурой, имеет устойчивый характер и не изменяется после

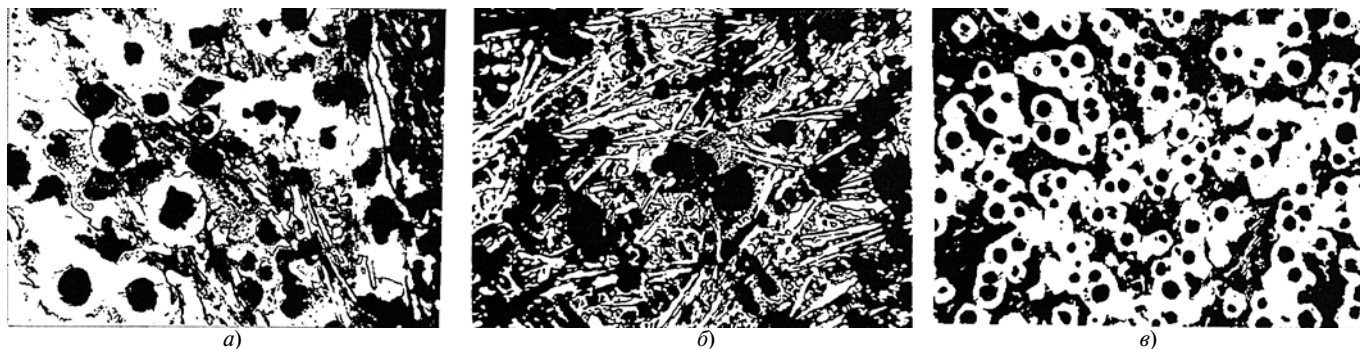
отжига, нормализации и отпуска. Участки, представляющие собой до отжига цементит (Ц), сохраняют химический состав с низким содержанием кремния. Установлено, что медь и никель при температуре кристаллизации повышают активность углерода (как и кремния) и усиливают его распределение в кристаллической решетке железа.

Распределение кремния в никель-медных чугунах, отлитых как в металлическую, так и в песчаноглиняную форму, близко к равновесному. Лишь небольшие участки по границам аустенитного зерна имеют пониженное содержание кремния, однако и в этом случае контраст в окраске шлифа незначителен.

В никелевых чугунах наблюдается неоднородное распределение кремния, отражающее литую аустенитно-ледебуритную структуру. Размер чередующихся по концентрации Si участков уменьшается с увеличением содержания Ni в сплаве. Однако такая неоднородность не ухудшает свойства чугуна, что можно было бы ожидать согласно существующим представлениям о влиянии микрораспределения Si на ударную вязкость (КС) при пониженных температурах.

Установлено, что в легированном и нелегированном кокильном чугуне с частичным отбелом наибольшее присутствие кремния наблюдается по границам стабильных и метастабильных эвтектик. Высокая концентрация кремния наблюдается между пластичными колониями ледебурита, а наиболее высокая — вокруг графита.

В отличие от половинчатых чугунов при сквозном отбеле кремний сосредоточен, в основном, или между эвтектоидными колониями в сложных эвтектиках, одной из фаз в которых является силикокарбид (СК), или в карбидном эвтектоиде (Ц + СК) по границам цементита. В первичном и эвтектоидном аустените (перлите) содержание кремния понижено.



Микроструктуры ВЧШГ, не легированного (*а*), легированного 1 % Ni и 0,5 % Cu (*б*) и 1 % Ni (*в*)

В работах [1—3] утверждается, что отжиг обязательно приводит к выравниванию химического состава при выдержке сплава в аустенитной области. Однако существует мнение, что возникшая при кристаллизации неоднородность химического состава очень устойчива и принципиально не может быть устранена термической обработкой, в частности, отжигом [4, 5].

При травлении отожженного чугуна пикратом натрия была получена своеобразная картина микрораспределения кремния — четкое чередование участков, обогащенных и обедненных кремнием: первые располагались вокруг включений графита, вторые — в местах, где до отжига существовал цементит.

Взаимное расположение, конфигурация и размер объединенных кремнием участков совпадают с расположением и формой пластин цементита или колоний ледебурита. По краям отливки наблюдались полосы, характерные для направленной кристаллизации, в центре — зоны однородного состава, близкого к равноосному.

Таким образом, установлено, что при отжиге происходит перераспределение кремния и наиболее обогащенными оказываются участки, примыкающие к графиту. Однако указанное перераспределение происходит только в пределах бывших перлитно-ферритных (аустенитных при кристаллизации) участков. В местах расположения эвтектоидного цементита содержание кремния остается пониженным и после аустенитизации металлической основы, и после термической обработки — нормализации. Полученный результат согласуется с утверждением, что при кристаллизации возникает химическая поляризация, вызванная различным сродством элементов к углероду [6, 7].

Установлено, что карбидообразующие элементы (Mn и др.) сосредотачиваются при кристаллизации в цементите, а элементы, способствующие графитизации (Si, Ni, Cu и др.) — в аустените, и такая поляризация очень устойчива. Поэтому, можно утверждать, что полученное неоднородное микрораспределение характерно не только для кремния, но и для других элементов.

Таким образом, высокопрочный чугун можно рассматривать как композиционный материал, имеющий гетерогенную структуру с перекрестным армированием, в которой чередуются высококремниевые участки с высокими твердостью и хрупкостью и почти бескремниевые более пластичные участки, вероятно легированные марганцем. Такое строение матрицы и армирующих фаз при наличии твердой смазки (графита) отвечает правилу Шарпи и может стать одним из направлений создания износостойких чугунов с гетерогенной структурой.

Обнаруженная особенность распределения кремния может повлиять и на механические свойства материала. Установлено, что более высокие механические свойства наблюдаются при полном или

значительном отбеле (более 50 %) литых легированных чугунов. При последующих термических обработках отбеленные и половинчатые легированные чугуны приобретают преимущественно перлитную структуру с шаровидным графитом, что улучшает его свойства. Кроме того, размеры однородных по составу микрочастиц и включений графита с увеличением скорости переохлаждения кристаллизующегося сплава уменьшаются, что также положительно сказывается на свойствах чугуна.

Изложенное позволяет говорить об относительном влиянии микронеоднородности химического состава на свойства чугуна, в то время, как общепринятым считается, что ликвация в чугуне нежелательна, так как снижается его пластичность, и даже после отжига не удается достичь полной однородности химического состава чугуна. Поэтому следует стремиться к получению такой структуры чугуна, в которой однородные по химическому составу микрочастицы были бы максимально небольшими, а хрупкие и пластичные зоны рационально сочетались, образуя относительно микрогетерогенную структуру. Именно такую структуру имеют кокильные магниевые чугуны после отжига, свойства которых выше свойств чугунов аналогичного состава, получаемых литьем в песчано-глиняную форму.

Таким образом, исследования микрораспределения кремния и других легирующих элементов показали, что ВЧШГ можно рассматривать как композиционный материал, имеющий гетерогенную структуру с чередованием участков с разным содержанием кремния, а легированный 1 % Ni и 0,5 % Cu — вполне приемлемым для изготовления ответственных деталей, работающих в условиях трения, изнашивания и механических нагрузок, например нефтепромышленного оборудования

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бунин И. П., Малиночка Я. Н., Таран Б. П.** Основы металлографии чугуна. М.: Металлургия, 1998. 413 с.
2. **Новое** в теории графитизации. Связь между первичной и вторичной кристаллизацией графитизирующихся железо-углеродистых сплавов / В. А. Ильинский, А. А. Жуков, Л. В. Костылева, Э. В. Абдулаев // *МиТОМ*. 1998. № 10. С. 10—16.
3. **Высокопрочный** чугун с шаровидным графитом. Теория, технология производства, свойства и применение / Под ред. М. В. Волощенко. Киев: Наукова думка, 2004. 203 с.
4. **Гасанли Р. К.** Структура и свойства высокопрочного чугуна. Баку: Наука, 2013. 252 с.
5. **Гасанли Р. К.** Особенности структуры и фазового состава термообработанных высокопрочных чугунов с шаровидным графитом // *Вестник машиностроения*. 2013. № 10. С. 31—33.
6. **Производство** отливок из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом / А. И. Беляков, А. А. Жуков, Д. Маццарелли, А. А. Беляков. М.: Машиностроение, 2010. 712 с.
7. **Гасанли Р. К.** Высокопрочный чугун с шаровидным графитом. Баку: Наука, 1998. 203 с.

Ш. А. БАХТИАРОВ, В. В. ВОЛКОВ, кандидаты технических наук, Ю. Н. АБУБЕКЕРОВА (ФГБОУВПО "Пензенский государственный технологический университет"), А. Г. ТУДОСКА (ООО "СТМ-Технологии", г. Пенза), e-mail: vvv@pgta.ru

Повышение эффективности алмазного контактно-эрозионного шлифования

Рассматриваются пути повышения производительности алмазного контактно-эрозионного шлифования труднообрабатываемых материалов и снижения расхода алмазного инструмента.

Ключевые слова: заготовка, металлическая связка, контактно-эрозионное шлифование, электрод-инструмент.

The ways of capacity improvement of diamond contact erosion grinding of hard-to-machine materials and wear decreasing of diamond tool are considered.

Keywords: workpiece, metallic bond, contact erosion grinding, tool electrode.

Технология алмазного контактно-эрозионного шлифования с использованием постоянного тока [1, 2] обеспечивает высокие стабильность и производительность обработки. Электрический ток способствует разрушению срезаемой стружки и связки круга по мере изнашивания алмазных зерен, что предотвращает засаливание рабочей поверхности круга и поддерживает его высокую режущую способность. Данный способ эффективен при шлифовании заготовок из труднообрабатываемых материалов и материалов, имеющих разную твердость, например твердосплавных разверток со стальными хвостовиками. Существенный недостаток этой технологии — низкое качество обработанной поверхности вследствие образования эрозионных лунок в результате воздействия электрических разрядов.

Применяют также шлифование инструментом, состоящим из трех электрически изолированных друг от друга кругов с принудительным распределением тока между ними [3], однако этот способ имеет недостатки. Во-первых, электрический ток не подают на круг, в зоне резания которого электрическое сопротивление наименьшее. Это первый по направлению подачи заготовки

круг, срезающий наибольший припуск с заготовки. При этом могут снизиться производительность и нарушиться стабильность шлифования вследствие засаливания поверхности круга. Во-вторых, ток подается на последний по направлению подачи круг, в зоне резания которого электрическое сопротивление наибольшее. При этом снижается качество обрабатываемых поверхностей вследствие воздействия на них электрических разрядов, аналогично способу в работах [1, 2].

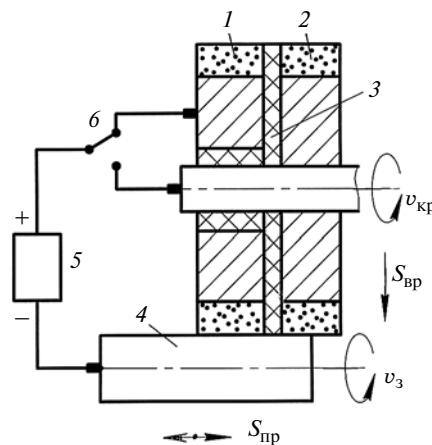


Рис. 1. Схема круглого алмазного контактно-эрозионного шлифования:

1 и 2 — алмазные круги; 3 — изолирующая прокладка; 4 — заготовка; 5 — источник напряжения; 6 — переключатель; $v_{кр}$ и $v_з$ — направления вращения кругов и заготовки; $S_{вр}$ — подача врезания; $S_{пр}$ — возвратно-поступательная продольная подача

Указанные недостатки можно устранить, если использовать рекомендации, приведенные ниже для круглого алмазного контактно-эрозионного шлифования (рис. 1).

Обработку осуществляют инструментом, состоящим из алмазных кругов 1 и 2, электрически изолированных друг от друга прокладкой 3, который вращается в направлении $v_{кр}$ и имеет дискретную врезную подачу $S_{вр}$. Обрабатываемая заготовка 4 вращается в направлении $v_з$, имеет возвратно-поступательную продольную подачу $S_{пр}$ и подключена к отрицательному полюсу источника 5 постоянного тока. Подача $S_{вр}$ задается дискретно для каждого продольного хода заготовки 4. Алмазный круг 1 — первый по направлению продольной подачи, подключен к положительному полюсу источника 5 постоянного тока через переключатель б; алмазный круг 2 — второй по направлению продольной подачи, отключен от источника тока.

В процессе шлифования автоматически контролируются направление продольной подачи и отключение подачи электрической энергии на второй по направлению продольной подачи алмазный круг [4, 5]. В результате при любом направлении продольной подачи ток подается в зону резания того алмазного круга, который снимает основной слой материала. При этом обеспечиваются высокие производительность и стабильность обработки. Кроме того, второй по направлению продольной подачи круг удаляет дефектный слой материала заготовки со следами электрической эрозии после взаимодействия с первым кругом, что повышает качество шлифования.

При обработке направление продольной подачи периодически меняется, следовательно, ток подводится то к одному, то к другому кругу, что обеспечивает их равномерное изнашивание и

высокую режущую способность [6, 7].

Продольная подача за один оборот заготовки не должна превышать высоту первого по направлению подачи алмазного круга, в противном случае происходит засаливание второго круга и нарушается стабильность шлифования.

Электрические параметры контактно-эрозионного шлифования задаются из условия предотвращения засаливания алмазных кругов и обеспечения их высокой режущей способности в результате удаления из связки изношенных алмазных зерен и вскрытия новых [8–10]. При этом для определения оптимального технологического режима используют разные способы. Так, при алмазном контактно-эрозионном шлифовании, описанном в работе [2], напряжение источника повышают до значения, при котором появляется стабильное разрядное свечение в зоне обработки и происходит эрозионное разрушение всех срезаемых стружек, и на этом напряжении ведут обработку. Однако на практике для стабильного шлифования без засаливания инструмента такое высокое напряжение в зоне резания излишне, так как это приводит к эрозионному разрушению всей стружки, повышенному износу инструмента и чрезмерному расходу алмазов.

Для устранения этого недостатка необходимо скорректировать электрические параметры обработки. В отличие от способа [2] предлагается в процессе обработки напряжение уменьшать до значения, при котором сила тока начинает увеличиваться при прежних значениях механических параметров обработки, затем напряжение увеличивают до значения, при котором увеличение силы рабочего тока прекращается, и дальнейшую обработку ведут при этом напряжении. В результате устанавливается минимально допустимое напряжение, при котором обеспечивают

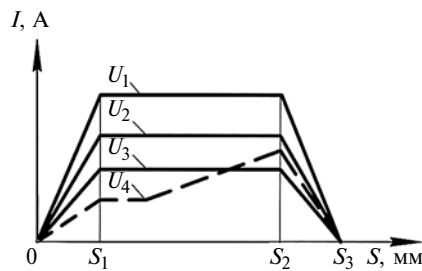


Рис. 2. Зависимости силы тока I от продольного перемещения S заготовки при напряжениях $U_1 > U_2 > U_3 > U_4$

ся высокая режущая способность инструмента и минимальный его износ. Уменьшением напряжения определяют его предельное значение, при котором сила тока увеличивается, что связано с уменьшением межэлектродного зазора в результате изнашивания алмазных зерен и/или засаливания поверхности инструмента (налипания стружки на поверхность связки и зерен).

Попеременное уменьшение и увеличение напряжения до указанных значений позволяет задать минимальное напряжение, при котором сила тока не увеличивается, что свидетельствует о стабильности межэлектродного зазора и, следовательно, высоты рабочих алмазных зерен. Объясняется это достаточной (для удаления изношенных и вскрытия из связки новых алмазных зерен) скоростью эрозионного разрушения связки и/или предотвращением засаливания поверхности инструмента.

Напряжение U в процессе обработки изменяют ступенчато, например с шагом 2 В, и контролируют изменения силы I тока, сопоставляя эти изменения при разных напряжениях и одинаковых параметрах шлифования: скорости и глубине резания, скорости подачи заготовки и др. В процессе обработки контакт инструмента с заготовкой периодически прерывается, что вызывает изменение площади F их взаимодействия и, следовательно, силы тока. Это необходимо учитывать: сопоставлять следует значения

силы тока, зафиксированные при одинаковых площадях взаимодействия электродов. Следует отметить, что уменьшение шага изменения напряжения позволяет задать минимальное напряжение, обеспечивающее качественную обработку.

Суть предлагаемого решения поясняют зависимости силы рабочего тока I от продольного перемещения S заготовки при разных напряжениях U (рис. 2). При перемещении на отрезке $0 - S_1$ инструмент входит в контакт с заготовкой, поэтому площадь их взаимодействия и, следовательно, сила тока I постепенно увеличиваются. На отрезке $S_1 - S_2$ инструмент находится в контакте с заготовкой и площадь их взаимодействия постоянна. На отрезке $S_2 - S_3$ инструмент выходит из контакта. Зависимость U соответствует напряжению, при котором происходит разрядное свечение в зоне обработки. Зависимости U_2 , U_3 и U_4 соответствуют напряжениям, уменьшенным на один, два и три шага соответственно. При напряжении U_4 сила тока I увеличивается на отрезке $S_1 - S_2$. Следовательно, обработку необходимо вести при большем напряжении, обеспечивающем стабильную силу тока, т. е. при U_3 .

Эффективность предлагаемого способа исследовали при обработке развертки с пластинами из твердого сплава ВК8 алмазным кругом 1А1 250×16×5×75 АС6 100/80 М1 100 % на модернизированном универсально-заточном станке 3М642Е, оснащенный источником постоянного тока мощностью 1 кВт с регулированием выходного напряжения от 0 до 36 В [6]. Первоначальное напряжение источника — 5 В. Заготовке сообщали продольную подачу 10 м/мин и поперечную подачу 3 мм/дв. ход. Глубина резания составляла 0,025 мм. Стабильное разрядное свечение в зоне обработки наблюдалось при напряжении $U = 15$ В и силе тока $I = 22$ А.

В процессе обработки напряжение снижали ступенчато с ша-

УДК 621.787

А. В. ШЕДРИН, канд. техн. наук (МГМУ—МАМИ), А. О. ПОЛЯКОВ (ООО Машиностроительный завод "ТОНАР"), e-mail: artemdrezna@mail.ru

Влияние металлоплакирующих смазочных материалов на процесс комбинированного прошивания отверстий

Исследовано влияние предварительного деформирования на качество поверхности получаемого отверстия при режущем прошивании.

Ключевые слова: комбинированное прошивание, отверстие, предварительное деформирование, удельное усилие, качество обработки.

The influence of predeformation on surface quality of an obtained hole at cutting broaching is investigated.

Keywords: combined broaching, hole, predeformation, specific force, processing quality.

В работах [1, 2] показана эффективность комбинированного прошивания отверстий инструментом с регулярной микрогеометрией поверхности в условиях самовозбуждаемого противодействия технологического смазочного материала. В работах [3, 4] исследовано комбинированное прошивание отверстий в заготовках из цветных сплавов с применением современных металлоплакирующих смазоч-

ных материалов, реализующих эффект безызносности Гаркунова — Крагельского при трении [5, 6].

Для изучения влияния металлоплакирующих смазочных материалов на процесс комбинированного прошивания отверстий в заготовках из черных металлов были проведены дополнительные исследования. В качестве экспериментального инструмента использовали сборные однозубые прошивки, сменные деформирующие элементы которых имели следующие параметры: диаметр по калибрующей ленточке — 20,13 и 20,2 мм; углы рабочего и обратного конусов — 5°; ширина калибрующей ленточки — 7 мм. Материал элементов — быстрорежущая сталь Р6М5.

Деформирующие элементы упрочняли созданием однозаходного винтового регулярного микро-рельефа в виде канавок радиусом 1,5 мм, с шагом 0,5 мм и максимальной глубиной 8 мкм [7], который наносили алмазным выглаживателем на универсальном токарно-винторезном станке. Продоль-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 69)

гом 1,5 В до 10,5 В ($I = 11$ А), при котором сила тока начала увеличиваться. Затем напряжение увеличили до 12 В, при этом сила тока стабилизировалась и составила $I = 15$ А, дальнейшую обработку вели при этом напряжении.

Исследования показали, что предлагаемый способ обработки обеспечивает в $1,2 \div 1,3$ раза меньший износ инструмента по сравнению с известным способом [2] и такую же высокую его режущую способность.

Таким образом, предлагаемый способ алмазного контактно-эрозионного шлифования позволяет снизить расход алмазного инструмента в результате оптимизации режима обработки путем коррекции электрических параметров процесса и обеспечить

высокие стабильность и производительность обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Чачин В. Н., Дорофеев В. Д. Профилирование алмазных шлифовальных кругов. Минск: Наука и техника, 1974. 160 с.
2. Пахалин Ю. А. Алмазное контактно-эрозионное шлифование. Л.: Машиностроение, 1985. 178 с.
3. А. с. 1183311 СССР: МКИ⁴ В 23 Н 5/04. Способ электроэрозионного шлифования.
4. Бахтиаров Ш. А. Повышение эффективности алмазного контактно-эрозионного шлифования // Станки и инструмент. 1995. № 12. С. 30—32.
5. Бахтиаров Ш. А., Тудоска А. Г. Повышение эффективности алмазного контактно-эрозионного шлифования // Автоматизация и современные технологии. 2006. № 6. С. 37, 38.

6. Бахтиаров Ш. А. Работоспособность алмазных кругов после контактно-эрозионной правки // Станки и инструмент. 1989. № 1. С. 18, 19.

7. Пат. 2055717 Рос. Федерации: МПК⁷ В 24 В 1/00, В 23 Н 7/00. Способ шлифования.

8. Повышение эффективности контактно-эрозионного профилирования алмазных шлифовальных кругов и алмазного профильного круглого шлифования / Ш. А. Бахтиаров, В. В. Волков, Ю. Н. Абубекерова, А. Г. Тудоска // Вестник машиностроения. 2013. № 1. С. 41—43.

9. Бахтиаров Ш. А. Правка алмазных кругов торцевой рабочей поверхности // Станки и инструмент. 2002. № 5. С. 30—32.

10. Бахтиаров Ш. А. Повышение эффективности плоского торцевого алмазного шлифования // Вестник машиностроения. 2006. № 11. С. 49—52.

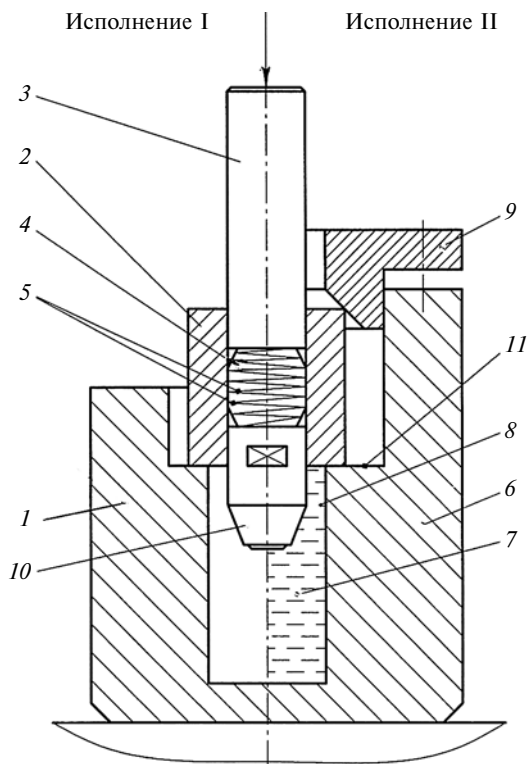


Рис. 1. Конструкция экспериментальных приспособлений

ные профилограммы калибрующих ленточек деформирующих элементов с исходным иррегулярным и регулярным микрорельефом приведены в работе [2]. В качестве экспериментальных заготовок использовали втулки с наружным диаметром 39 мм и высотой 40 мм из стали, содержащей 0,35 % С и 0,08 % Р, твердостью 107÷112 НВ. Обрабатываемый материал дополнительно легировали W и Со.

Перед обработкой отверстия растачивали до получения шероховатости поверхности $Ra = 0,54 \div 4,23$ мкм. Номинальная деформация i_n поверхности отверстия варьировалась до 0,3 мм с шагом 0,05 мм. Исходным смазочным материалом служило минеральное масло И-40 с добавлением 10÷50 % металлоплакирующей присадки "Валена" [6].

Прошивание осуществляли на испытательной машине при скорости 0,05 м/мин с помощью приспособлений, показанных на рис. 1. Приспособление исполнения I состоит из полой опоры 1, в которую устанавливали заготовку 2 с однозубой прошивкой 3, деформирующий элемент 4 которой упрочнен однозаходным винтовым регулярным микрорельефом 5. В приспособлении исполнения II реализуется схема обработки с самовозбуждаемым противодействием смазочного материала в канавках микрорельефа поверхности инструмента. Приспособление состоит из обоймы 6 с внутренней полостью 7, заполненной смазочным материалом 8. Заготовка 2 центрировалась крышкой 9. При пере-

мещении прошивки 3 с элементом 4 и передней направляющей 10 в полости 7 создавалось избыточное давление смазочного материала, который перетекал по канавкам микрорельефа 5 элемента 4, создавая более благоприятный режим трения [1, 2].

На рис. 2 приведены зависимости удельного усилия q_d прошивания [3, 4] от фактической деформации i_ϕ , содержания $C_{пр}$ металлоплакирующей присадки в смазочном материале и схемы обработки. Разброс экспериментальных точек показывает существенное влияние на энергозатраты как содержания металлоплакирующей присадки, так и схемы обработки. В аналитическом виде зависимости можно представить следующими уравнениями:

при обработке без противодействия смазочного материала:

$$\left. \begin{aligned} q_d &= 121,16 + 857,968 i_\phi \text{ при } C_{пр} = 0, \\ q_d &= 229,37 + 473,72 i_\phi \text{ при } C_{пр} = 10 \%, \\ q_d &= 209,4 + 742,36 i_\phi \text{ при } C_{пр} = 20 \%, \\ q_d &= 149,35 + 738,2 i_\phi \text{ при } C_{пр} = 50 \%; \end{aligned} \right\} (1)$$

при обработке с противодействием смазочного материала:

$$\left. \begin{aligned} q_d &= 267,92 + 1679,69 i_\phi \text{ при } C_{пр} = 10 \%, \\ q_d &= 219,15 + 1922,19 i_\phi \text{ при } C_{пр} = 20 \%. \end{aligned} \right\} (2)$$

По уравнениям (1) и (2) можно сделать более точный анализ: при обработке без противодействия смазочного материала наиболее эффективно содержание присадки $C_{пр} = 10 \%$, при котором на-

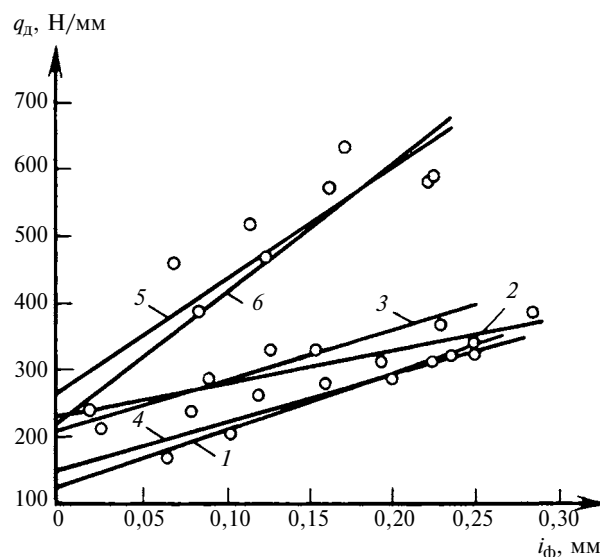


Рис. 2. Зависимости удельного усилия q_d прошивания от фактической деформации i_ϕ отверстия заготовок при соответствующей обработке и разном содержании в масле И-40 металлоплакирующей присадки "Валена":

1 — без противодействия, И-40 + 0 %; 2 — без противодействия, И-40 + 10 %; 3 — без противодействия, И-40 + 20 %; 4 — без противодействия, И-40 + 50 %; 5 — с противодействием, И-40 + 10 %; 6 — с противодействием, И-40 + 20 %

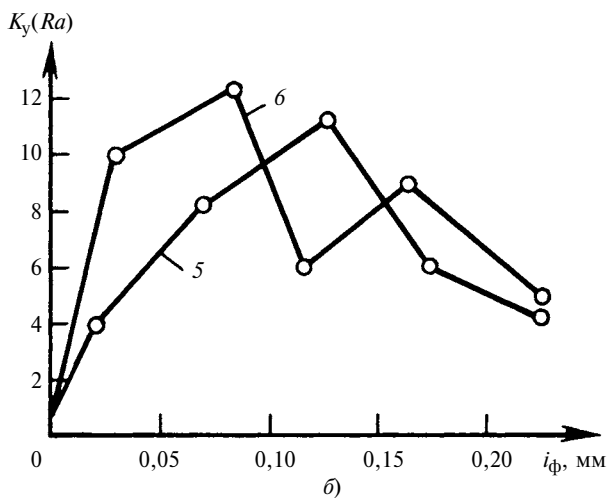
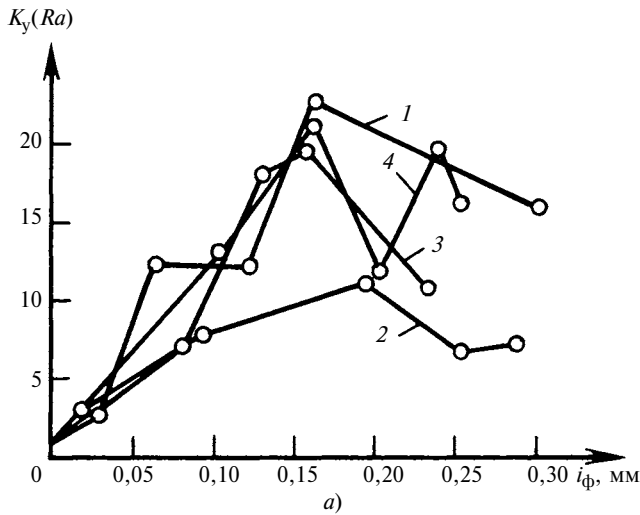


Рис. 3. Зависимости коэффициента $K_y (Ra)$ уточнения по параметру шероховатости поверхности отверстия детали от фактической деформации i_ϕ отверстия заготовки и содержания $C_{пр}$ присадки при обработке без противодействия (а) и с противодействием (б) смазочного материала (обозначения см. рис. 2)

чинается снижение удельного усилия прошивания при $i_\phi > 0,3$ мм, по сравнению с исходным минеральным маслом И-40. При использовании смазочного материала с содержанием присадки $C_{пр} = 20$ и 50 % энергозатраты на трение уменьшаются соответственно при $i_\phi > 0,8$ мм и $i_\phi > 0,24$ мм. В данном случае, как и в работах [3, 4], имеет место неоднозначное влияние содержания присадки на снижение усилия обработки. Это связано со сложными процессами в контактной зоне, обусловленными содержанием большого числа химических элементов в материалах как заготовки, так и инструмента.

Анализируя энергозатраты на обработку, можно отметить [1, 2], что большие удельные усилия при прошивании в условиях противодействия смазочного материала (см. рис. 2) связаны с затратами на раскрытие стыков при контакте деформирующего элемента 4 и выходного торца заготовки 2 с опор-

ной поверхностью 11 обоймы 6 (см. рис. 1). Кроме того, в этом случае при $i_\phi > 0,2$ мм и $C_{пр} = 20$ % удельные усилия прошивания повышаются ввиду большей вязкости смазочного материала, чем при $C_{пр} = 10$ %.

На рис. 3 приведены зависимости коэффициента $K_y (Ra)$ уточнения по параметру Ra шероховатости поверхности отверстия от фактической деформации i_ϕ , содержания $C_{пр}$ присадки в смазочном материале и схемы обработки [3, 4]. Для повышения точности результатов исследования были обработаны дополнительные заготовки, сужающие диапазон варьирования i_ϕ . При обработке без противодействия смазочного материала (см. рис. 3, а) интенсивное уменьшение исходной шероховатости поверхностей [увеличение коэффициента $K_y (Ra)$] происходит до $i_\phi = 0,16$ мм. При $i_\phi > 0,16$ мм шероховатость поверхности отверстий ухудшается [уменьшение коэффициента $K_y (Ra)$] вследствие разупрочнения (перенаклепа). На наличие разупрочнения указывает появление на поверхности обработанного отверстия чешуек передеформированного металла. Наличие поверхностно-активных веществ в составе металлоплакирующих присадок при обработке интенсифицирует эффект Ребиндера, заключающийся в пластифицировании деформируемого слоя. В данном случае (см. рис. 3, а, зависимость 2) при $C_{пр} = 10$ % и $i_\phi > 0,2$ мм в результате эффекта Ребиндера дополнительно интенсифицируется разупрочнение [минимум коэффициента $K_y (Ra)$].

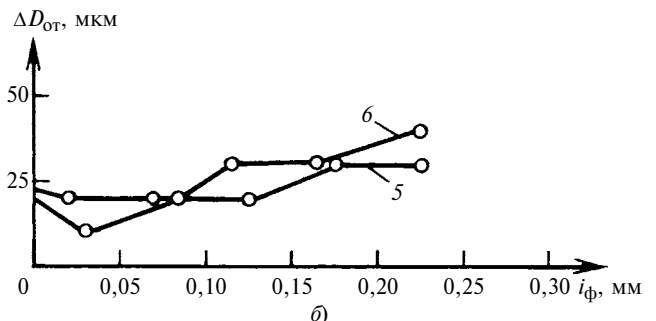
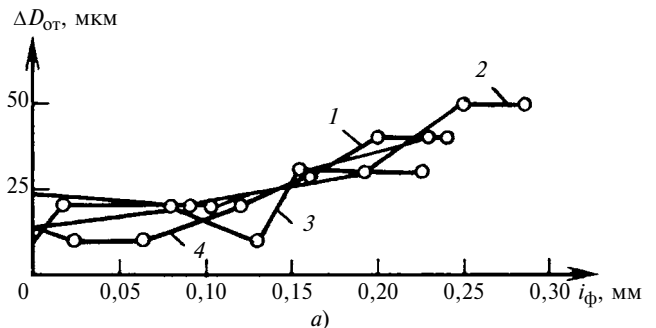


Рис. 4. Зависимости рассеяния значений $\Delta D_{от}$ диаметра отверстия детали от фактической деформации i_ϕ отверстия заготовки и содержания $C_{пр}$ присадки при обработке без противодействия (а) и с противодействием (б) смазочного материала (обозначения см. рис. 2)

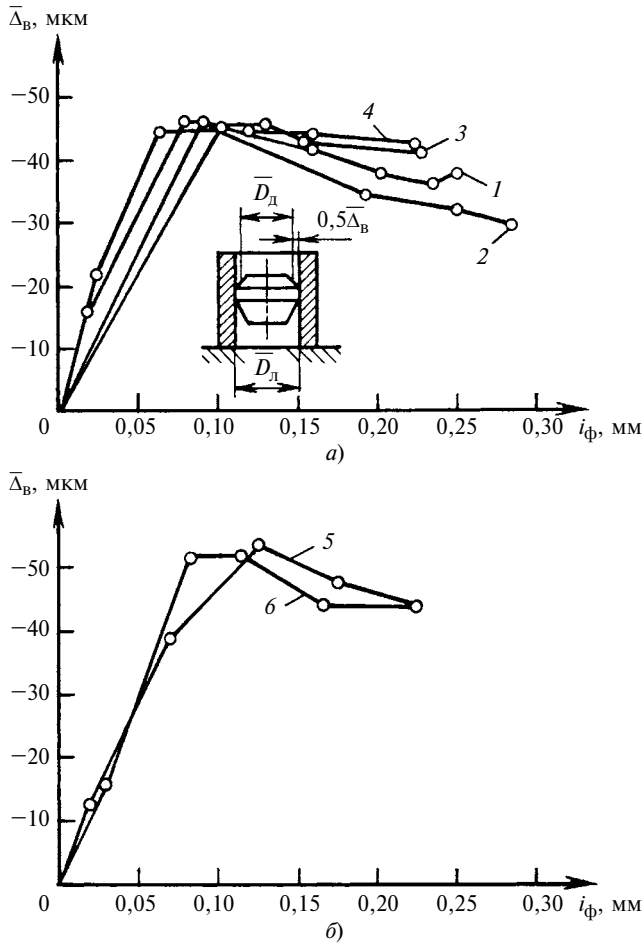


Рис. 5. Зависимости средней остаточной диаметальной деформации $\Delta_{\text{в}}$ отверстия детали от фактической деформации $i_{\text{ф}}$ отверстия заготовки и содержания $C_{\text{пр}}$ присадки при обработке без противодействия (а) и с противодействием (б) смазочного материала (обозначения см. рис. 2)

При обработке с противодействием смазочного материала (см. рис. 3, б) при $i_{\text{ф}} < 0,1$ мм более интенсивно улучшается шероховатость поверхности отверстия по сравнению с обработкой без противодействия (см. рис. 3, а, зависимости 2 и 3). Однако увеличение подачи смазочного материала в очаг деформации под действием противодействия также интенсифицирует разупрочнение поверхностного слоя с уменьшением фактической деформации $i_{\text{ф}}$ поверхности отверстия. Полученные результаты подтверждают сложность процессов в контакте, обусловленных различными механическими и химическими воздействиями на поверхностный слой при использовании инструмента с регулярным микрорельефом и разных способах применения смазочного материала.

На рис. 4 приведены зависимости рассеяния $\Delta D_{\text{от}}$ значений диаметра отверстия, размерная точность которых с увеличением фактической деформации $i_{\text{ф}}$ поверхности отверстия в общем ухудшается (увеличивается параметр $\Delta D_{\text{от}}$). Это обусловлено действием реактивных сил трения в контакте

выходного торца каждой заготовки с опорой [3, 4]. Однако металлоплакирующий смазочный материал способствует уменьшению деформации поверхности отверстия в процессе обработки при $i_{\text{ф}} = 0,02 \div 0,13$ мм (см. рис. 4, а), а его принудительная, в результате противодействия, подача в зону обработки дополнительно уменьшает силу трения и радиальную неравномерность заготовок по высоте (см. рис. 4, б), повышая при этом точность отверстия. При необходимости радиальную жесткость входного торца заготовки можно повысить заневоливанием конуса в крышке 9 (см. рис. 1, исполнение II).

На рис. 5 приведены зависимости средней остаточной диаметальной деформации $\Delta_{\text{в}}$ получаемого отверстия, где $\bar{D}_{\text{д}}$ — диаметр деформирующего элемента по калибрующей ленточке; $D_{\text{от}}$ — средний диаметр отверстия. При содержании присадки $C_{\text{пр}} = 10\%$ и отсутствии противодействия смазочного материала происходит интенсивное пластифици-

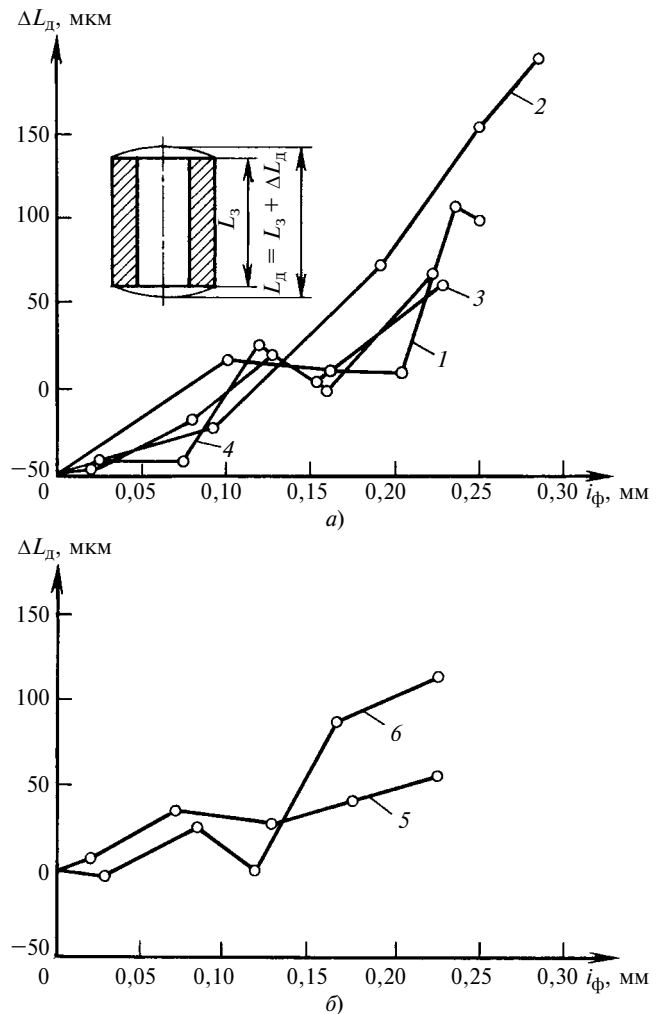


Рис. 6. Зависимости осевой остаточной деформации $\Delta L_{\text{д}}$ отверстия детали от фактической деформации $i_{\text{ф}}$ отверстия заготовки и содержания $C_{\text{пр}}$ присадки при обработке без противодействия (а) и с противодействием (б) смазочного материала (обозначения см. рис. 2)

цирование и разупрочнение поверхностного слоя отверстия (см. рис. 5, а). На разупрочнение указывает переход остаточной деформации в положительную область, где $D_{от} \gg D_d$. При этом в поверхностном слое отверстия создаются растягивающие остаточные напряжения. Наличие противодействия смазочного материала (см. рис. 5, б) увеличивает отрицательную остаточную деформацию поверхности отверстия, что способствует повышению сжимающих тангенциальных (окружных) остаточных напряжений в поверхностном слое.

На рис. 6 приведены зависимости осевой остаточной деформации ΔL_d деталей, которая формируется в виде вспучивания материала на поверхности входного торца заготовки при внедрении инструмента и в виде пластической волны на поверхности выходного торца в результате сдвиговых деформаций поверхностного слоя отверстия (здесь L_3 и L_d — высоты заготовки и детали).

При $C_{пр} = 10\%$ и отсутствии противодействия смазочного материала поверхностный слой интенсивно пластифицируется (см. рис. 6, а, зависимость 2). При $C_{пр} = 20$ и 50% (зависимости 3 и 4) и отсутствии противодействия смазочного материала сдвиговые деформации стремятся к минимуму по мере увеличения $i_{ф}$, что указывает на образование визуально не фиксируемой сервовидной медной пленки с определенными физическими свойствами [3, 4]. Минимизация осевой остаточной деформации при наличии противодействия смазочного материала (см. рис. 6, б) свидетельствует о дополнительном снижении сдвиговых деформаций в поверхностном слое в результате более благоприятного режима трения, близкого к жидкостному.

На рис. 7 показаны характерные формы образования поверхностей отверстий в деталях, продольный профиль которых изменяется от конусности до бочкообразности с минимальным диаметром на выходном (опорном) торце из-за разной радиальной жесткости заготовок по высоте вследствие действия сил трения с установочной опорой. Продольный профиль наружной поверхности деталей изменяется от бочкообразности до конусности с максимальным диаметром на опорном торце вследствие осевой осадки под действием усилия обработки.

Общую картину контактного взаимодействия дополняет предельная деформации в виде положительной волны внеконтактной деформации, возникающей на рабочем конусе деформирующего элемента, которая существенно увеличивает площадь контакта инструмента с заготовкой, затрудняет поступление смазочного материала в очаг деформации

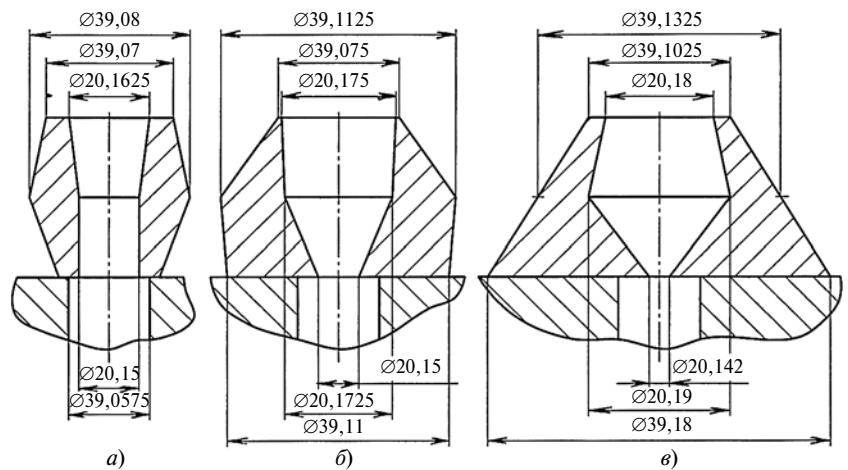


Рис. 7. Характерные формы получаемых деталей при обработке без противодействия смазочного материала, содержании присадки $C_{пр} = 10\%$ и $i_{ф} = 0,091$ (а), $0,193$ (б) и $0,284$ мм (в)

ции и препятствует реализации гидродинамического режима трения. Так как в положительной волне внеконтактной деформации преобладают растягивающие напряжения, то возможно образование глубоких трещин, переходящих в поверхностный слой детали и снижающих ее качество.

Таким образом, выполненные исследования расширяют информационную базу для системного проектирования высокоэффективных инновационных методов комбинированного прошивания отверстий [7].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Совершенствование** технологии применения смазывающе-охлаждающих технологических сред в комбинированных методах обработки проката / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов, В. М. Скоромнов и др. // Вестник машиностроения. 2006. № 10. С. 51, 52.
2. **Щедрин А. В., Ульянов В. В.** Комплексное исследование эффективности метода комбинированной прошивки отверстий с противодействием технологической смазки // Технология машиностроения. 2009. № 9. С. 17–20.
3. **Влияние** металлоплакирующей присадки "Валена" на показатели комбинированной обработки / М. А. Зинин, С. А. Гаврилов, А. В. Щедрин и др. // Вестник машиностроения. 2011. № 9. С. 77–80.
4. **Щедрин А. В., Гаврилов С. А., Зинин М. А.** Оптимизация рецептуры металлоплакирующих смазок для комбинированного дорнования отверстий в заготовках из нешлифуемых цветных сплавов // Вестник машиностроения. 2012. № 9. С. 76–79.
5. **Гаркунов Д. Н., Крагельский И. В.** Эффект избирательного переноса при трении (эффект безызносности) // Диплом № 41. Открытие в СССР 1957–1967 гг. М.: ЦНИИПИ, 1968. С. 52, 53.
6. **Пат. Рос. Федерации 2277579:** МПК С 10 М 141. Металлосодержащая маслорастворимая композиция для смазочных материалов.
7. **Трибология** как фундаментальная основа системного проектирования конкурентоспособных технологических объектов / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов, Н. Ю. Чихачева и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2009. № 4. С. 15–20.

Структуры процессов и оборудования для обработки резанием. Часть 3. Структуры процессов обработки резанием*

Рассмотрены схемы и физические модели процессов резания, технологические образы деталей и оборудования, используемые для данной обработки.

Ключевые слова: технологический процесс, обработка резанием, классификация, структура.

The schemes and physical models of cutting processes, technological images of parts and equipment, used for subject processing, are considered.

Keywords: manufacturing process, cutting processing, classification, structure.

Технологический образ структуры процесса обработки резанием в соответствии с представленной в работе [1, табл. 5] системой классификации и на основании схем формирования структурных составляющих [1, рис. 5—7] запишем в виде:

$$T(7) = [F_f(123456), P_k(123456), P_v(123456)] = \\ = [F_f(134678), P_k(15253645), P_v(162636)].$$

Далее обработку резанием будем рассматривать как способ обработки, физический процесс которого обусловлен [1, рис. 9] взаимодействием твердых тел из материалов детали и инструмента. Очевидно, что аналогично можно рассмотреть и другие физические процессы уменьшения массы детали, но при этом взаимодействовать будут или твердое тело и инструмент в другом состоянии (гидрорезка, газовая резка, плазменная резка и т. п.), или твердое тело и физические поля (лазерная резка, электрофизические методы и т. п.).

Рассмотрение процесса обработки резанием как системы обуславливает и охват структурных элементов, содержание, число и связи параметров которых характеризуют свойства системы процесса резания. Рассмотрим следующие структурные элементы системы процесса резания и их взаимосвязь:

физическая модель;

физический процесс: механика (статика, кинематика, динамика), механика сплошной среды (упругая и пластическая деформации), физика твердого тела (дислокации);

физические явления: механические (разрушение), тепловые, электромагнитные, химические);

схемы процесса: элементы, параметры, свойства;

структуры процесса: элементы, связи, отношения;

* Начало — см. "Вестник машиностроения" № 2, 3 за 2015 г., окончание — № 5 за 2015 г.

описание (структурно-логическое, математическое, аналоговое) процесса изменения и поведения структуры;

реализация модели процесса: механизмы, машины, оборудование, системы.

Исследования процесса резания металлов [2, 3] во всех его аспектах и проявлениях концептуально базировались на принципиальной физической постановке задачи, основанной на следующих положениях:

физическая модель — удаление (отделение) материала;

физический процесс — деформирование (упругое, пластическое);

физическое явление — разрушение вследствие образования дислокаций и трещин.

Заметим, что согласно механике сплошной среды под термином *трещина* понимается *макротрещина*, в то время как физика твердого тела оперирует термином *микротрещина*. Оказалось, что для любых задач теории упругости поля напряжений и смещений вблизи вершины трещины имеют почти одинаковую структуру. Это позволило создать физические модели [4] отделения материала (видов смещений поверхностных слоев трещины), приведенные на рис. 10.

Модель I трещины отрыва или нормального разрыва соответствует смещениям поверхностных слоев трещины, которые расходятся в противоположных направлениях.

Модель II трещины поперечного сдвига соответствует смещениям поверхностных слоев трещины, которые скользят друг по другу.

Модель III трещины продольного или антиплоского сдвига соответствует смещениям поверхностных слоев трещины, которые скользят параллельно фронту трещины.

Моделям I–III разрывов трех видов в теории дислокаций соответствуют клиновые, краевые и винтовые дислокации.

Структуры [4, 5] зависимостей поля напряжений и смещений для всех трех моделей аналогичны:

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= (K/\sqrt{2\pi r})f_{\sigma}(\theta); \\ \tau &= (K/\sqrt{2\pi r})f_{\tau}(\theta); \\ u &= (K/\mu)g_u(\theta)\sqrt{(r/2\pi)}; \\ v &= (K/\mu)g_v(\theta)\sqrt{(r/2\pi)}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $K = K_I; K_{II}; K_{III}$ — коэффициент интенсивности напряжений, зависящих от внешних нагрузок и

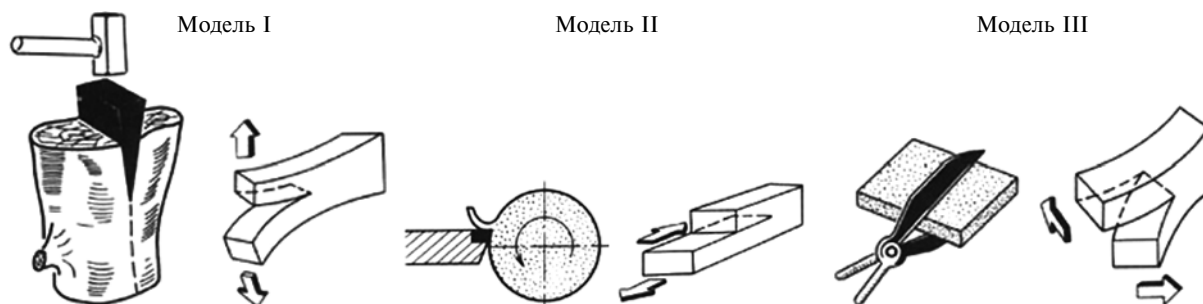


Рис. 10. Физические модели видов смещений поверхностей трещин [4]

размеров тела, $\text{МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$; r, θ — радиальная, м, и угловая, градусы, координаты; μ — постоянная упругости Ламе; $f(\theta), g(\theta)$ — функции, зависящие только от угла.

Таблицы аналитических выражений для коэффициента интенсивности напряжений для тел различных конфигураций и нагружений приведены в соответствующей литературе. Согласно формулам (1) напряженное состояние у вершины трещины описывается коэффициентами интенсивности напряжений, что позволяет судить о предельном равновесии трещины и характере ее распространения, а критерий начала распространения трещины — основной критерий механики разрушения.

Деформация обрабатываемого (отделяемого) материала при его резании обуславливается нормальной и касательной составляющими напряжения. Пластическая деформация материала под действием касательных напряжений заключается в относительном смещении объемов деформируемого материала без нарушения его целостности, в то время как разрушение с отрывом материала определяется нормальными напряжениями. Пластическая деформация наступает, когда интенсивность касательных напряжений достигает значений предела текучести на сдвиг, и завершается макроразрушением, когда поврежденность материала достигает значения, равного единице [6].

Линейная механика разрушений описывает хрупкое разрушение, которое происходит в результате увеличения трещины при незначительных пластических деформациях (или их отсутствии) у вершины трещины. Если характерный линейный размер пластической зоны у вершины трещины превышает более чем на 20 % длину трещины, то закономерности поведения тела с трещиной описываются нелинейной механикой разрушений [5], характеризующейся достаточно развитой пластической зоной перед вершиной трещины. Это позволяет сделать вывод, что по мере развития пластических деформаций изменяются их градиенты в вершине трещины и форма пластических зон. При этом упругопластические деформации и размеры пластических зон увеличиваются непропорционально номинальным напряжениям. Следовательно, для вы-

бора физической модели очень важное значение имеют представления о форме и характерном размере пластической зоны, интенсивности деформаций и изменении этих параметров с изменением нагрузки. Плоская деформация в малой окрестности конца трещины наблюдается при малой величине напряжений относительно предела текучести; с увеличением напряжений условия развития пластической области приближаются к плоскому напряженному состоянию, что приводит к увеличению характерного размера пластической зоны относительно ее толщины (модель Леонова — Панасюка — Дагдейла).

Условия локального разрушения Гриффитса — Ирвина — Орована достаточно просто сформулированы для случая, когда наибольший размер области необратимых деформаций в рассматриваемой точке контура трещины мал по сравнению с длиной трещины и размером самого тела. Пластическая деформация наступает при достижении касательными напряжениями предела текучести на сдвиг и завершается макроразрушением. Деформация происходит вследствие скольжения, двойникования и относительного перемещения зерен. На атомном уровне к внутризеренному сдвигу приводят [6] различные способы движения дислокаций в плоскостях скольжения и двойникования, а к межзеренному сдвигу — диффузия точечных дефектов по границам зерен, при этом скорость диффузии вакансий меньше скорости движения дислокаций, которая соизмерима со скоростью распространения звука (≈ 5000 м/с). По существу, дислокация представляет собой [7] граничную линию, отделяющую часть кристалла, в которой произошла сдвиговая деформация, от части кристалла, еще незатронутой сдвигом. Характер искаженности кристаллической решетки почти полностью определяется расположением дислокационных линий и направлением их векторов Бюргерса. В общем случае дислокационная линия является произвольной пространственной кривой, а вектор Бюргерса постоянен. Дислокация либо замыкается на себя, образуя петлю, либо выходит на другую поверхность. Этой поверхностью может быть внешняя грань кристалла или граница между кристаллитами. Так как век-

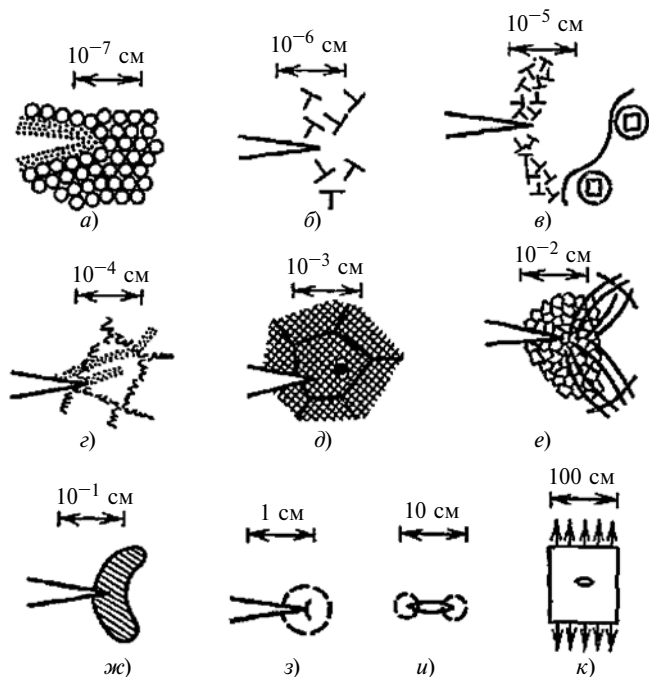


Рис. 11. Геометрические соотношения в схемах физического явления разрушения:

a — ионы и электронный газ; *b* — дислокации; *v* — границы субзерен и выделения; *г* — субзерна и полосы скольжения; *д* — зерна, включения, пустоты; *е* — большие пластические деформации; *ж* — упругопластическое поле при плоском деформированном состоянии; *з-к* плоское напряженное состояние: *з* — особая точка упругого поля; *и* — переходная область; *к* — номинальное напряжение

тор Бюргера постоянен по длине дислокационной линии, то с поворотом последней относительно направления скольжения будет меняться строение дислокации. На рис. 11, *a-k* показаны геометрические размеры, по которым оценивают вид процесса физического явления разрушения и соответствующие им поля напряженного и деформированного состояний [4, 5].

Согласно рис. 11 модели образования и описание механизма процесса разрушения можно разделить относительно их геометрического размера на следующие уровни:

субмикроскопический (атомные размеры $\approx 10^{-9}$ м), когда происходит нарушение атомных связей;

микроскопический (размеры $\approx 10^{-7} \div 10^{-5}$ м), когда образуются микротрещины по границам зерен;

макроскопический уровень (размеры $\approx 10^{-3}$ м), когда образуются трещины и происходит их движение из области концентрации напряжений.

Применительно к процессу обработки материала различают [5]:

пластическое разрушение при пластической деформации по всему объему тела (обработка давлением);

хрупкое разрушение (обработка резанием) вследствие распространения трещины (скорость ≈ 2000 м/с) при пластической деформации в малой области.

Хрупкое разрушение обуславливается превышением порога хрупкости показателями напряженного состояния, которые зависят от фазового состояния, химического состава, структуры материала, типа кристаллической решетки, температуры, скорости деформации.

Методы построения траектории трещины [6] основаны на определении у ее вершины угла между начальным и последующим направлениями ее роста. Считая, что каждое малое приращение нагрузки сопровождается также малым увеличением длины трещины, находят с помощью критерия разрушения угол, определяющий линию, вдоль которой увеличивается длина трещины. Уравнение траектории трещины определяют из условия равенства нулю коэффициента интенсивности напряжений.

Таким образом, развитие теории и представлений о физических основах разрушения является базой для создания физических схем резания и решения на их основе практических задач обработки резанием. На рис. 12 в графическом виде приведены сводные данные о моделях резания в последовательности публикации авторами схем резания. Подробный анализ наиболее применяемых в настоящее время моделей с точки зрения теории пластичности приведен в работе [8].

Учитывая вышеописанные структуры моделей и механизмы их формирования на основе теории разрушения, следует отметить необходимость рассмотрения моделей на разных геометрических уровнях (по аналогии с рис. 11), так как физические процессы, описывающие поведение структур и моделей, будут в этом случае также различны. Отметим, что схемы резания (см. рис. 12), на основании которых определяются основные характеристики и параметры процесса резания, созданы с учетом основных положений теории упругости и пластичности и моделей плоского напряженного состояния, когда разрушение и сдвиг слоя материала происходят за счет тангенциальной составляющей (1) напряжений $\tau = (K/\sqrt{2\pi r})f_c(\theta)$.

Авторы приведенных схем резания рассматривают варианты процесса разрушения при различных сочетаниях величины, формы, положения трещины и пластической зоны у ее вершины. В работе [8] приведена схема резания, основанная на рассмотрении пластического течения срезаемого материала. Как отмечено в работе [9], для правомерности этого должно удовлетворяться условие пластической текучести Мизеса, что позволяет делением уравнения деформаций на время формально перейти от приращений к их скоростям. Полученные уравнения будут по виду напоминать уравнения течения вязкой жидкости и тем самым устанавливается связь между теорией течения вязкой жидкости и теорией пластической деформации. Уравнения пластического течения принципиально отличны [9] от уравнений вязкого течения, так как всегда мож-

но исключить из них параметр времени и перейти к уравнениям деформации.

Принципы построения схем резания, их особенности и модели имеют существенное значение для построения структур процессов резания, когда рас-

считывается не физическое явление, а только составляющие элементы, определяющие возможность осуществления самого физического процесса. При рассмотрении процесса резания *элементами его будут векторы положения и движения (векторы*

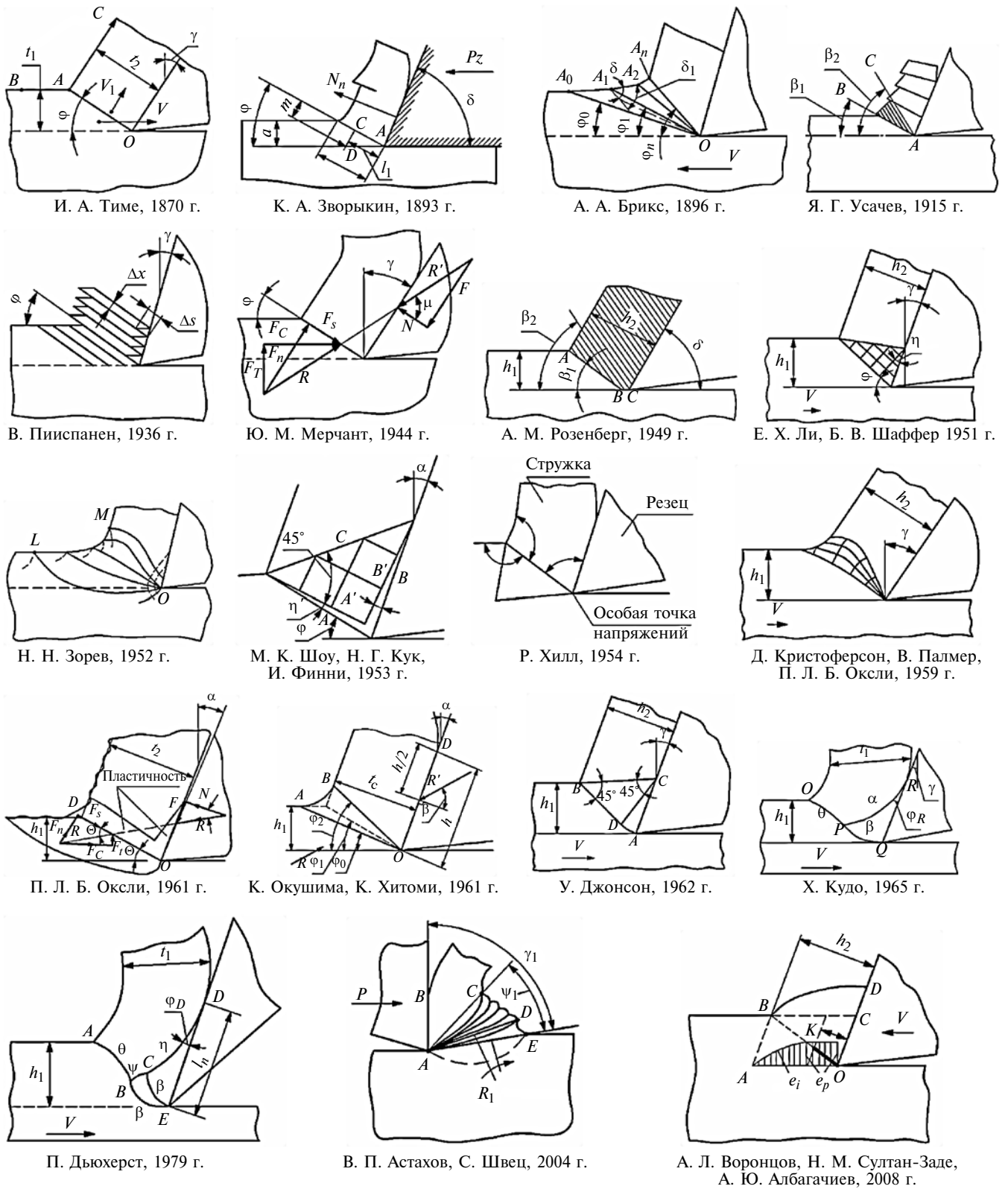


Рис. 12. Модели схемы процесса резания в последовательности их публикации (1870÷2008 гг.)

скорости и векторы силы), которые во всех случаях обеспечивают необходимое для процесса резания напряженно-деформированное состояние (НДС).

Технический прогресс обусловил необходимость изменения тенденций развития и областей применения процессов резания. В связи с обработкой деталей разных геометрических размеров (ГР) при разной толщине срезаемого материала применяются: субмикронное резание (ГР $\approx 10^{-6}$ м), микрорезание (ГР $\approx 10^{-5} \div 10^{-6}$ м), тонкое резание (ГР $\approx 10^{-4} \div 10^{-5}$ м), ординарное или традиционное резание (ГР $\approx 10^{-3} \div 10^{-4}$ м), толстое или тяжелое резание (ГР $> 10^{-3}$ м). В табл. 7 приведены структурные составляющие и параметры, которые характеризуют общие черты и различия процессов резания стандартной (ординарной) и наноразмерной обработок [10].

На рис. 13 приведена обобщенная структурная модель процесса и оборудования для обработки материалов резанием, которая базируется на результатах вышеприведенного анализа динамики развития физических моделей резания, учитывает общие характеристики их описания и представления и сформирована с учетом структурных моделей технологических процессов и структурной модели F_p физического процесса, которая определяется структурной зависимостью:

$$F_p = L_p(V_i, P_{V_j}, t_{ij}), \quad (2)$$

где L_p — оператор преобразования взаимодействия; V_i — вид взаимодействия; P_{V_j} — параметры объектов взаимодействия; t_{ij} — время взаимодействия.

Данная обобщенная структурная модель процесса и оборудования для обработки материалов резанием обусловлена тем, что взаимодействие вида V_i представляет собой взаимодействие твердых тел [1, рис. 9] с параметрами взаимодействия P_{V_j} в виде векторов положения и движения, а оператором преобразования являются операторы L_p преобразования координатных систем, которые в зависимости от решаемой задачи осуществляют:

евклидово преобразование координат, не допускающее изменения формы, т. е. возможны перемещение, вращение и изменение масштаба;

аффинное преобразование координат, которое допускает изменение формы, т. е. возможны перемещение, сдвиг, вращение и изменение масштаба, но нельзя изменять структуру формы; при этом прямые линии остаются прямыми, параллельные — параллельными и т. п.;

проективное преобразование координат, допускающее изменение структуры формы, т. е. возможны перемещение, сдвиг, вращение и изменение масштаба и структуры формы, но прямые линии всегда остаются прямыми;

преобразования топологий, допускающие изменение формы, т. е. возможны перемещение, сдвиг, вращение, изменение масштаба и формы, но точки

Таблица 7

Характеристики нанометрической и стандартной обработок [10]

| Характеристика | Обработка | |
|--|--|--|
| | Нанометрическая | Стандартная |
| Фундаментальные принципы резания Материал заготовки Физика резания | Дискретная молекулярная механика/микромеханика Неоднородный (присутствуют микроструктуры) Атомарный кластер или модель микроэлемента: $q_i = \partial H / \partial p_i$; $p_i = -\partial H / \partial q_i$ Первое главное напряжение (с учетом деформаций кристаллов): $\sigma = \frac{1}{S} \sum_{i=1}^{N_A} \sum_{j=1}^{N_B} f_{ij} - \frac{1}{S} \sum_{i=1}^{N_A} \sum_{j=1}^{N_B} f_{0ij}$ | Механика сплошной среды/упругость/пластичность/механика разрушения Однородный (идеальный элемент) Модель плоского сдвига (среза) (постоянные точки в материале) Принцип напряжений Коши: $\tau_s = \frac{F_S}{A}$ (постоянные) |
| Сила и энергия резания: вид энергии удельная энергия сила резания | Межатомная потенциальная функциональная энергия: $U(r^N) = \sum_{i < j} u(r_{ij})$ Высокая Межатомные силы $F_i: \sum_{j \neq i}^N F_{ij} = \sum_{j \neq i}^N -\frac{du(r_{ij})}{dr_{ij}}$ | Мощность сдвига (среза)/трения: $P_s = F_s V_s$; $P_u = F_u V_c$ Малая Пластическая деформация/трение: $F_c = F(b, d_c, \tau_s, \beta_\alpha, \varphi_c, \alpha_r)$ |
| Формирование стружки: возникновение стружки деформации и напряжения Режущий инструмент: радиус режущей кромки износ инструмента | Деформация внутрикристаллическая (точечные дефекты или смещения) Не постоянные Имеет значение Задняя поверхность инструмента и режущая кромка | Деформация межкристаллическая (пустоты на границах между зёрнами) Постоянные Можно пренебречь Передняя поверхность режущего инструмента |

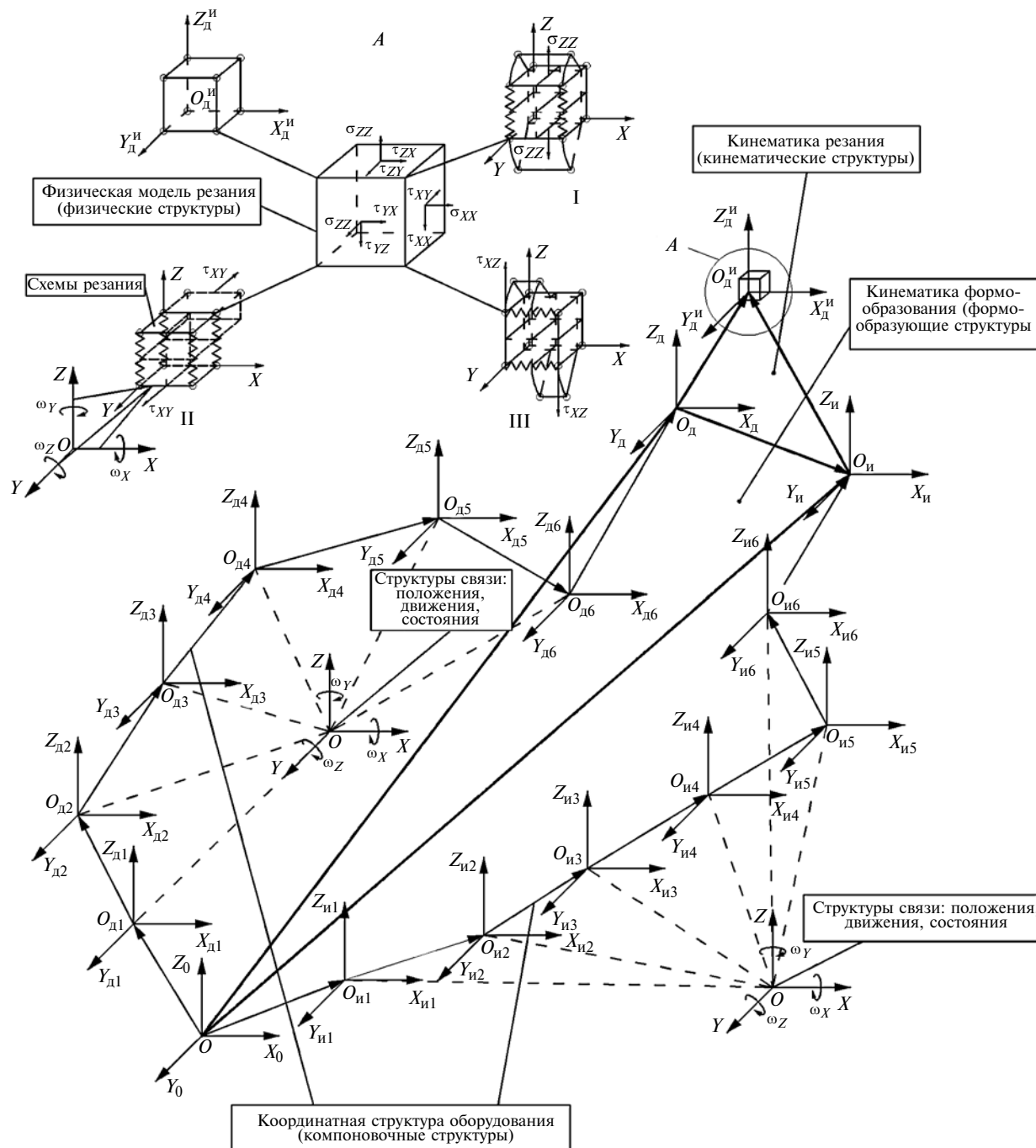


Рис. 13. Обобщенная структурная модель процесса и оборудования для обработки материалов резанием

всегда должны принадлежать соответствующей линии, линии — соответствующей поверхности и т. п. Иными словами, оператор каждой группы преобразований оставляет инвариантными те или иные свойства геометрических фигур.

Поэтому на рис. 13 введены обозначения координат в системах координат с центрами в точках: O_0 ; $O_{и1}, \dots, O_{и6}$; $O_{д1}, \dots, O_{д6}$; $O_{и}$; $O_{д}$; $O_{д}^{и}$, где индекс 0 соответствует независимой общей системе координат, индексы и1, ..., и6 соответствуют системам координат, которые связаны с возможными положениями и перемещениями инструмента, индексы

д1, ..., д6 — системам координат, которые связаны с возможными положениями и перемещениями детали, индексы и, д соответствуют системам мест фиксации инструмента и детали, индекс и—д соответствует точке взаимодействия инструмента и детали — месту протекания физического процесса резания.

Структуры связей определяют [11–13] взаимное положение и движение координатных систем структуры, а их состояние определяет изменение положения и/или движения радиус-векторов между центрами O_i и O_{i-1} , систем координат в поле их

состояний (пространственного, силового, теплового, гравитационного, временного). Каждая прямоугольная система координат позволяет осуществлять три прямолинейных перемещения вдоль осей координат и три вращательных движения вокруг них, т. е. шесть движений, которые соответствуют степеням свободы твердого тела. Взаимное положение также определяется шестью компонентами положений — тремя линейными компонентами в направлении осей и тремя угловыми компонентами вращений вокруг осей. При этом условие построения координатных систем обобщенной модели заключается в том, что направление оси OZ всегда перпендикулярно плоскости движения или плоскости соединения, а для физической модели резания — плоскости дислокаций. Кроме того, обобщенная модель построена в плоскости, перпендикулярной фронту распространения трещины.

Таким образом, на рис. 13 показано возможное число координатных систем, каждая из которых характеризуется только одной степенью свободы перемещения или вращения, в то время как взаимное относительное положение двух систем определяется шестью параметрами — тремя линейными и тремя вращательными.

Тогда координатная система с центром $O_d^И$ определяет взаимодействие твердых тел (детали и инструмента) и обуславливает координату положения тензора напряжений у вершины трещины в соответствии со схемой в работе [5, с. 24]. В точке $O_d^И$ контакта также должно быть обеспечено равенство нормалей и касательных соприкасающихся поверхностей контактирующих твердых тел, векторов скоростей детали и инструмента, их первой и второй производных.

Из рис. 13 также следует:

модели I–III разрушения определяют физическую структуру процесса — *физическую модель резания* (физический процесс пластического деформирования и разрушения);

диапазон модуля разности положений векторов O_0O_d и $O_0O_и$ с вершинами в точках $O_и$ и O_d определяет *объем рабочего пространства*;

геометрические и пространственные соотношения взаимных положений и значений координат векторов $O_dO_d^И$ и $O_иO_d^И$ определяют структуру *схемы резания* (положение в пространстве модели физического процесса резания);

изменение взаимных относительных движений векторов $O_dO_d^И$, $O_иO_d^И$ и $O_иO_d$ определяет *схемы кинематических структур* — кинематику резания [14];

число движений векторов O_0O_d и $O_0O_и$ определяет *схемы координатных структур* — компоновочные структуры оборудования [11–13];

изменение и закон взаимных относительных движений векторов O_0O_d и $O_0O_и$ определяет *формирующие структуры* координатных структур, которые реализуют соответствующие схемы кинема-

тических структур — *кинматику формообразования* (табл. 8).

Тогда оператор преобразования L_p в однородных координатах запишется как

$$L_p M_{и} = M_d^И = M_{и}^П M_{и}^Д M_{6и}^П M_{6и}^Д \times \dots \times M_{1и}^П M_{1и}^Д M_0^П M_{1д}^П M_{1д}^Д \times \dots \times M_{6д}^П M_{6д}^Д M_{и}^И. \quad (3)$$

Здесь $M_{и}$ — матрица движущегося объекта (точка, линия и т. п.); $M_{и}^П$, $M_{и}^Д$ — матрицы положений связи координатных систем:

$$M_{и,д}^П = \begin{vmatrix} \cos\alpha_{xx} & \cos\alpha_{xy} & \cos\alpha_{xz} & a_x \\ \cos\beta_{yx} & \cos\beta_{zy} & \cos\beta_{yz} & a_y \\ \cos\gamma_{zx} & \cos\gamma_{zy} & \cos\gamma_{zz} & a_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$$

$M_{и,д}^Д$ — матрица движений систем координат подвижных элементов структуры:

$$M_{и,д}^Д = \begin{vmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & l_i \cos\epsilon_i \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & l_i \cos\phi_i \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & l_i \cos\xi_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix},$$

где α_{ij} — функция вращательного движения координатной системы; l_i — величина перемещения; $l_i \cos\epsilon_i$, $l_i \cos\phi_i$, $l_i \cos\xi_i$ — направляющие косинусы направлений перемещения, $i = 1 \div 6$.

В общем случае α_{ij} и l_i являются функциями, зависящими от времени.

Подставив их в выражение $M_{и,д}^Д$, получим матрицу движений, определяющую заданный закон перемещения.

Координаты точки $O_d^И$ в независимой общей системе координат $OX_0Y_0Z_0$ запишутся:

$$M_d^0 = M_d^П M_d^Д M_{6д}^П M_{6д}^Д \times \dots \times M_{1д}^П M_{1д}^Д M_{и}^И;$$

$$M_{и}^0 = M_{и}^П M_{и}^Д M_{6и}^П M_{6и}^Д \times \dots \times M_{1и}^П M_{1и}^Д M_{и}^И.$$

Независимо от выбранного способа образования — числа и последовательности видов координатных систем, всегда должно соблюдаться условие равенства координат в точке $O_d^И$, т. е. должно выполняться равенство: $M_d^0 = M_{и}^0$, обеспечивающее взаимодействие твердых тел [1, рис. 9].

Если координатные системы ортогональны и не перекрещиваются, то их положения могут быть описаны и определены последовательностью вращений вокруг координатных осей OX , OY , OZ , т. е. соответствующими матрицами поворота, а общая матрица положений $M_{и,д}^П$ будет определяться произведением трех матриц вращений, каждая из

которых описывает вращение вокруг одной из осей координат:

$$M_{i,d,i,x}^{п,д} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & a_x \\ 0 & \cos\alpha_x & -\sin\alpha_x & a_y \\ 0 & \sin\alpha_x & \cos\alpha_x & a_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$$

$$M_{i,d,i,y}^{п,д} = \begin{vmatrix} \cos\alpha_y & 0 & -\sin\alpha_y & a_x \\ 0 & 1 & 0 & a_y \\ \sin\alpha_y & 0 & \cos\alpha_y & a_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$$

$$M_{i,d,i,z}^{п,д} = \begin{vmatrix} \cos\alpha_z & -\sin\alpha_z & 0 & a_x \\ \sin\alpha_z & \cos\alpha_z & 0 & a_y \\ 0 & 0 & 1 & a_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

Если ввести обобщенную координату скорости, разделив на время t выражение (3) в однородных координатах, то получим обобщенную структуру скоростей модели:

$$\bar{M}_d^и = M_{и}^п \bar{M}_{и}^д M_{6и}^п \bar{M}_{6и}^д \times \dots \times M_{1и}^п \bar{M}_{1и}^д M_0^п M_{1д}^п \bar{M}_{1д}^д \times \dots \times M_{6д}^п \bar{M}_{6д}^д \bar{M}_{и}^и, (4)$$

Таблица 8

Схемы и методы формообразования

| Автор | Год | Публикация. Наименование | Метод описания, представления способа и схем процесса | Базовый принцип, модель | Сущность, особенность описания метода |
|--|------------|---|---|---|--|
| Г. И. Грановский | 1948 | Кинематика резания | Графическое представление схем резания | Схемы резания и их классификация | Сочетание, комбинация движений из 6 по одному, два, три... |
| Л. Н. Кошкин | 1982 | Роторные и роторно-конвейерные линии | Графическое представление схем резания | Классификация по виду взаимодействия инструмента и детали и характеру отношений их движений | Характер отношений транспортных и технологических движений детали и инструмента |
| Е. Г. Коновалов | 1961 | Основы новых способов металлообработки | Теория множеств, топология | Поверхность — произведение двух топологических пространств | Характер генерации образующей и направляющей: прерывистый, непрерывный |
| А. О. Этин | 1964 | Кинематический анализ методов обработки металлов резанием | Графическое представление схем резания | Схемы резания поверхностей вращения, плоских и винтовых: точением, фрезерованием, строганием | Сочетание, комбинация главного движения и движения подачи с различным положением их осей |
| В. С. Люкшин | 1967 | Теория винтовых поверхностей в проектировании режущих инструментов | Дифференциальная геометрия, винтовые поверхности | Применение подвижного репера к построению винтовых линий и поверхностей | Метод образования режущих инструментов, работающий по способу обкатки |
| П. Р. Родин | 1977 | Основы формообразования поверхностей резанием | Аналитическая и дифференциальная геометрия | Движения поверхности детали относительно инструмента, аксоидами которых являются: прямая, плоскость, кольцо, конус, гиперболоид | Схемы формообразования основаны на двух движениях инструмента и детали: поступательном и вращательном |
| Б. А. Перепелца | 1981 | Отображения аффинного пространства в теории формообразования поверхностей резания | Аффинные преобразования координат | Матричная форма сложного движения как сочетание вращений и переносов реперов | Получено 30 схем формообразования |
| А. С. Проников, В. С. Стародубов, А. П. Кузнецов | 1980, 1981 | Методические рекомендации. МР33-81. Надежность в технике | Преобразования координатных систем | Матричная форма сложного формообразующего движения как сочетание вращений и переносов при заданной форме режущей части | Геометрические образы детали, единичные геометрические образы, координатные структуры, структурные формулы образов |
| Д. Н. Решетов, В. Т. Портман | 1986 | Точность металлорежущих станков | Аффинные преобразования координат | Матричная форма сложного движения как сочетание вращений и переносов при наличии трех видов связей | Формообразующие системы, схемы формообразования, схемы компоновок станков |
| А. И. Голембиевский | 1986 | Основы системологии способов формообразующей обработки в машиностроении | Алгебра множеств. Графическое представление схем формообразования | Движения воспроизведения образующей и направляющей скольжением или качением, непрерывно, прерывисто, одновременно | Классы образования поверхностей, кинематические классы S-систем и подсистем |
| С. П. Радзевич | 2001 | Формообразование поверхностей деталей. Основы теории | Дифференциальная геометрия | Внешнее и внутреннее касание аксоидов в виде однополосных гиперболоидов вращения | Кинематические схемы формообразования поверхностей детали |
| Ю. М. Ермаков | 2005 | Комплексные способы эффективной обработки резанием | Графическое представление схем резания и их классификация | Обобщенная схема комбинированных способов обработки резанием | Комбинированные способы по виду воздействия, рабочей части, форме и расположению инструмента, направлению и соотношению движений |

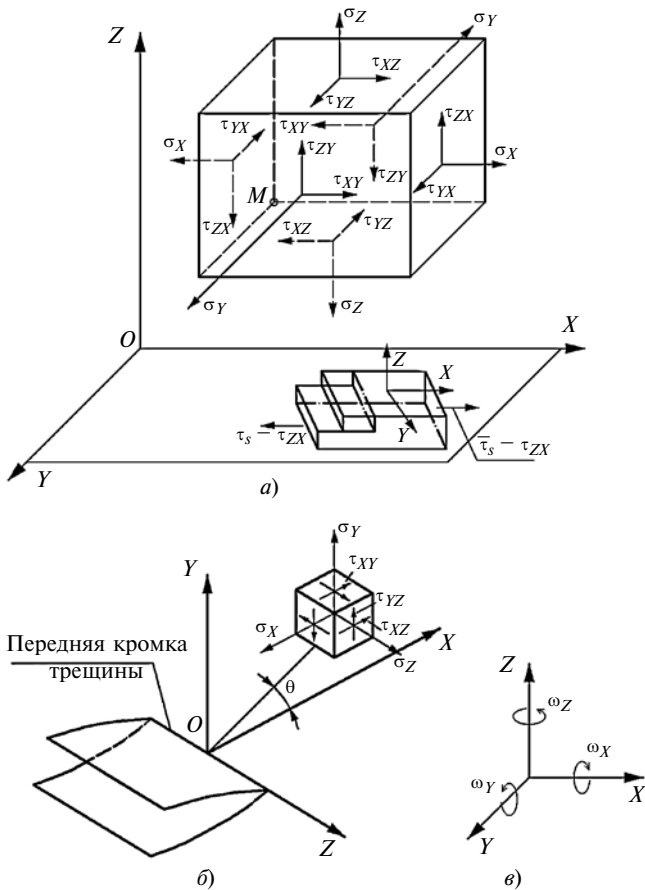


Рис. 14. Структуры координатных систем: тензора напряжений дислокаций сдвига (а), фронта трещины (б), матриц положения и движения (в)

где M_{ii} — матрица движущегося объекта (точка, линия и т. п.).

Очевидно, что в предельном случае матрицы положений и движений будут единичными. Если же одновременно все шесть матриц положений и движений станут единичными, то получим только координаты точки O_d^{ii} в независимой системе координат $Ox_0Y_0Z_0$.

Следовательно, общее число структурных схем резания определяется как число сочетаний C_n^k из n элементов (общее число однородных матриц положений и движений) по k (число однородных матриц положений и движений, формирующих структуры резания). Например: $C_{72}^2 = 2556$; $C_{72}^3 = 59\ 640$; $C_{72}^4 = 1\ 028\ 790$; $C_{72}^5 = 13\ 991\ 544$; $C_{72}^6 = 156\ 238\ 908$; $C_{36}^2 = 630$; $C_{36}^3 = 7140$; $C_{36}^4 = 58\ 905$; $C_{36}^5 = 376\ 992$; $C_{36}^6 = 1\ 947\ 792$, где $n = 72$, когда однородные матрицы повторяются в структуре движений и положений детали и инструмента, и $n = 36$, если однородные матрицы не повторяются в структуре движений и положений детали и инструмента.

Для обработки резанием модель разрушения определяет физическую структуру процесса — *физическую модель резания* (физический процесс пластического деформирования и разрушения). В рассматриваемом случае, как было описано выше, для различных схем резания в плоскости сечения ZOX , перпендикулярного фронту трещины [4, 5] (рис. 14, б), модель разрушения определяется плоским напряженным состоянием, тензор напряжений (рис. 14, а) которого для дислокации сдвига в плоскости XOY , имеет вид:

$$T_{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_{XX} & 0 & \tau_{XZ} \\ 0 & 0 & 0 \\ -\tau_{ZX} & 0 & \sigma_{ZZ} \end{pmatrix}.$$

Аналогичными будут схемы и, соответственно, структурные модели для дислокации сдвига и для других плоскостей: ZOY , ZOX . Поэтому далее рассмотрим только модель сдвига и структурные модели только в плоскости XOY , ведь результаты будут соответствовать плоским напряженным состояниям и в других плоскостях. По аналогии с тензором $\bar{\tau}_s = \tau_{ZX}$ напряжений сдвига скорость $\bar{v}_s = v_{ZX}$ (тензор скорости) и ее составляющие примут вид:

$$v_{ZX}(\tau_{ZX}) = v_{ZX} + v_{YX} + R\omega_Y = v_{YX} + v_{ZX} + R_{ZO}\omega_{Y0}^z + R_{YO}\omega_{Y0}^y + R_{XO}\omega_{Y0}^x.$$

Здесь v_{ZX} , v_{YX} — линейный вектор скорости движения осей ZO , YO вдоль оси XO в плоскости сдвига XOY ; $R\omega_Y$ — линейный вектор скорости вращения радиус-вектора R относительно оси YO в плоскости сдвига XOY ; $R_{ZO}\omega_{Y0}^z$ — линейный вектор скорости вращения ω_{Y0}^z оси YO , расположенной на расстоянии R_{ZO} от плоскости сдвига XOY ; $R_{XO}\omega_{Y0}^x$ — линейный вектор скорости вращения ω_{Y0}^x оси YO , расположенной на расстоянии R_{XO} в плоскости сдвига XOY относительно оси YO ; $R_{YO}\omega_{Y0}^y$ — линейный вектор скорости вращения ω_{Y0}^y относительно оси YO радиус-вектора R_{YO} , расположенного на оси YO плоскости сдвига.

Касательные напряжения τ_s , определяющие сдвиг дислокации, составляют: $\tau_s = \tau_{XZ} = F_s/S_s$, где F_s — сила сдвига дислокации, S_s — площадь действия касательных напряжений. Сдвиг происходит при равенстве касательных напряжений и сил, действующих со стороны детали и инструмента (здесь не рассматриваем силы трения). В результате получим:

$$\begin{aligned} \bar{F}_s &= \bar{\tau}_s S_s = m_s a_s = \rho V_s \bar{v}_s / t_s = \Sigma \bar{F}_{ид} = \\ &= m_d a_d + m_n a_n = m_d \bar{v}_d / t + m_n \bar{v}_n / t, \end{aligned}$$

где a_s и \bar{v}_s — ускорение и вектор скорости дислокации; t_s — время распространения дислокации; V_s — объем перемещаемой дислокации; m_d — масса детали; $m_{и}$ — масса инструмента; \bar{v}_d — вектор скорости детали; $\bar{v}_{и}$ — вектор скорости инструмента; t — время резания.

Более точные значения силы, действующей при резании, приведены в работах авторов схем резания на рис. 12. В рассматриваемом случае важна структура силы резания, которая может быть записана как $\bar{F}_s = \bar{\tau}_s K_s$, где коэффициент K_s определяется рассматриваемой моделью резания (см. рис. 12) и зависит от вида и числа принимаемых во внимание параметров (линейных и угловых размеров, физических свойств, вида трения и т. п.) и степени их детализации. В то же время работа силы резания определяется значениями силы и скорости резания и, следовательно, схемой формирования структуры резания в соответствии с рис. 13. Определим структурные составляющие скорости резания и на основании выражения (4) обобщенной модели структуры скоростей запишем кинематическое уравнение скорости в точке $O_d^и$:

$$\bar{v}_d^и = \bar{v}_{O_d}^{O_d^и} - \bar{v}_{O_{и}}^{O_d^и} + \bar{v}_{O_d}^{O_d^и} - \bar{v}_{O_{и}}^{O_d^и},$$

где $\bar{v}_{O_d}^{O_d^и}$, $\bar{v}_{O_{и}}^{O_d^и} = \bar{v} + \omega r$; $\bar{v}_{O_d}^{O_d}$, $\bar{v}_{O_{и}}^{O_{и}}$ — векторы скорости в точках фиксации детали (O_d) и инструмента ($O_{и}$); $\bar{v}_{O_d}^{O_d^и}$, $\bar{v}_{O_{и}}^{O_d^и}$ — векторы скорости в точке $O_d^и$ контакта детали и инструмента.

Очевидно, что векторные суммы скоростей определяют виды способов резания, что характеризуется их соотношением. Кинематические схемы резания будут определяться матрицами положений и движений согласно структуре оператора преобразования L_p в однородных координатах (2), в то время как виды способов резания одинаковой кинематической структуры будут различны. Так, в работе [15] рассмотрены соотношения трех скоростей: точения (вращается деталь), строгания (линейные движения инструмента или детали) и фрезерования (вращается инструмент), показаны общие характеристики кинематических схем резания и виды способов обработки для одинаковых кинематических схем, а также приведены направления построения комбинированных способов на этой основе.

В данной статье не исследуются соотношения, полученные на основе структурных соотношений, а приводятся только элементы процесса резания как системы и определяются связи и их отношения, что и формирует структуру системы. Тогда геометрические и пространственные соотношения взаимных положений и характерных значений ко-

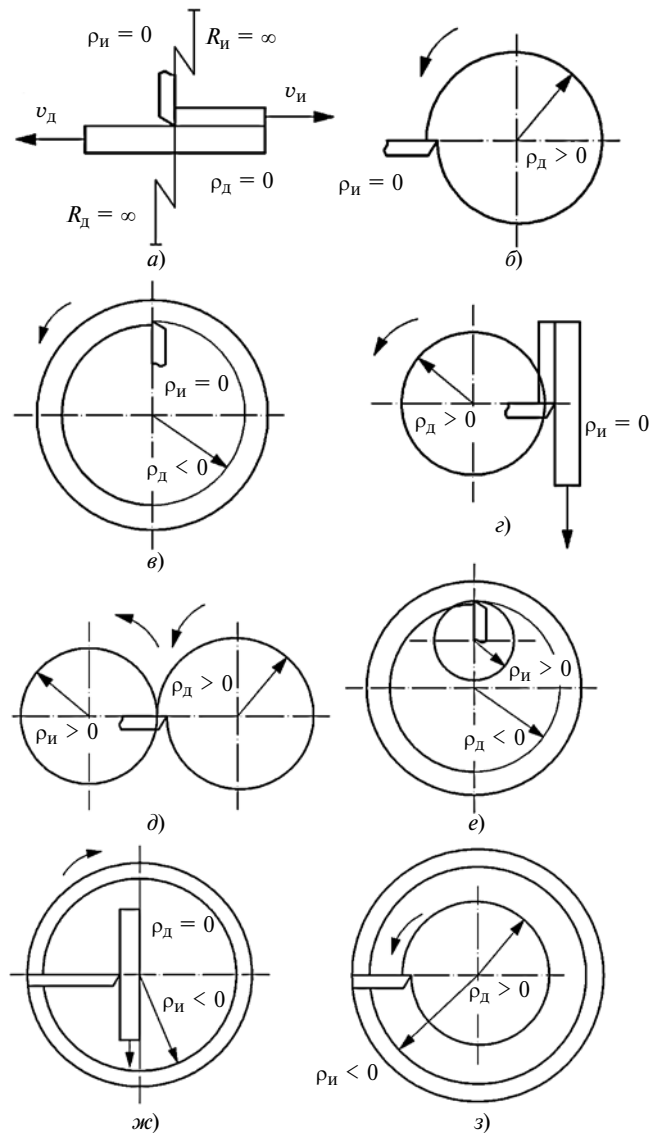


Рис. 15. Структуры схем резания

ординат векторов $O_d O_d^и$ и $O_{и} O_d^и$ определяют структуры схем резания (положение в пространстве модели физического процесса резания), которые представлены на рис. 15. Структуры схем резания в табл. 9 построены на основании физической модели резания (см. рис. 10, 13, 14) как процесса продольного плоского сдвига дислокаций, осуществляемого режущим инструментом. Схема на рис. 15, a соответствует модели II (см. рис. 10, 14), на которой вместо действующей касательной составляющей напряжения изображен резец, осуществляющий сдвиг и отделяющий эту часть материала от детали по плоскости. При этом в качестве характерного признака указано равенство нулю кривизны инструмента ($\rho_{и}$) и детали ($\rho_{д}$), чему соответствует равенство бесконечности радиусов детали ($R_{д}$) и инструмента ($R_{и}$) в точке касания. Схемы на рис. 15, a—z получены путем изменения кривизны (радиуса) детали при постоянной кривизне инст-

румента, т. е. сохраняется физическая модель П. В схемах на рис. 15, *д, е* сохраняется положительная ($\rho_{и} > 0$) кривизна инструмента, а в схемах на рис. 15, *ж, з* — отрицательная кривизна ($\rho_{и} < 0$) инструмента при изменении кривизны детали от нуля до соответственно положительных и отрицательных значений. Все схемы приведены в сечении плоскостью, перпендикулярной фронту трещины, а плоскостью сдвига является плоскость XOY . Для плоскостей ZOX , ZOY или плоскостей, произвольно расположенных в пространстве, структура схемы резания аналогична.

Изменение взаимных относительных движений векторов $O_{д}O_{д}^{и}$, $O_{и}O_{д}^{и}$ и $O_{и}O_{д}$ определяет схемы кинематических структур — кинематику резания [15], которые формируют поверхности деталей. В табл. 8 приведены сведения о работах отече-

ственных ученых, которые посвящены кинематике резания и методам формообразования.

Таким образом, общая структура формирования кинематических схем резания (см. табл. 9) может быть построена на основе применения полученного оператора L_p преобразования в однородных координатах для созданной структурной модели (см. рис. 13) процесса обработки резанием в соответствии с системной классификацией [1, табл. 5] и на основании схем формирования структурных составляющих. Область состояний характеризует возмущающие воздействия, которые изменяют свойства составных элементов построенной структуры и обуславливают, соответственно, изменение свойств результирующего взаимодействия твердых тел [1, рис. 9] и, как следствие, образование иного способа обработки для данной кинематической схемы. Другими словами, число методов и способов обра-

Таблица 9

Построение возможных структур кинематических схем резания

| Схема | | | Инструмент | | | | Движение резания | Формообразующее движение или положение | $v_{д}^{и} = v_{и}/v_{д}$ |
|--|------------|------|---|-------------------------------------|-------------------------------------|--------------|--|--|---------------------------|
| | | | $\rho_{д} = \rho_{и}$ $\rho > 0$ | $\rho_{д} > \rho_{и}$ $\rho < 0$ | $\rho_{д} < \rho_{и}$ $\rho = 0$ | Подвижный | | | |
| | | | → | ← | //// | | | | |
| Деталь | $\rho < 0$ | ↓ | $v_{и}$ → | $v_{и}$ ← | $v_{д}$ ← | Линейное | | $v_{д}^{и} = 0;$ $0 < v_{д}^{и} < 1;$ $v_{д}^{и} > 1;$ $v_{д}^{и} \rightarrow \infty$ | |
| | | | $v_{д}$ ← | $v_{д}$ ← | //// | | | | Вращательное |
| | $\rho > 0$ | ↑ | $v_{и}$ → | $v_{и}$ → | $v_{д}$ → | Линейное | | | |
| | | | $v_{д}$ → | $v_{д}$ ← | //// | Вращательное | | | |
| | $\rho = 0$ | //// | $v_{и}$ → | $v_{и}$ ← | //// | Линейное | | | |
| | | | //// | //// | //// | Вращательное | | | |
| Вид движения | | | Линейное | Вращательное | Линейное | Вращательное | | | |
| Формообразующее движение или положение | | | | | | | Область полей состояний: силового, теплового, временного и т. п. | | |
| $v_{д}^{и} = v_{и}/v_{д}$ | | | $v_{д}^{и} = 0; 0 < v_{д}^{и} < 1; v_{д}^{и} > 1; v_{д}^{и} \rightarrow \infty$ | | | | | | |

УДК 666.97.031.3

Д. В. ЛОБАНОВ, И. М. ЕФРЕМОВ, кандидаты технических наук (Братский ГУ),
В. А. КУЗЬМИЧЕВ, д-р техн. наук (Санкт-Петербургский ГПУ), А. А. ЛИХАНОВ, А. Н. ЛОБАНОВА,
Д. В. ДИВИН (Братский ГУ), e-mail: d_lobanov@mail.ru

Роторно-вибрационный смеситель со сдвоенным трехчастотным эллиптическо-сферическим вибратором¹

В строительстве для приготовления смесей применяют различные смесители, работа которых основана на вибрациях. При создании вибрационных смесителей необходимо учитывать следующее: при воздействии колебаний определенной частоты состояние бетонной смеси может измениться, вибрация может оказывать разрушающее воздействие на конструкционные элементы самого смесителя, эксплуатация данного оборудования связана с большими энергетическими затратами и для их снижения следует найти и использовать оптимальные режимные параметры.

Разработан роторно-вибрационный смеситель (РВС) (рисунок) со сдвоенным трехчастотным эллиптическо-сферическим вибратором, который имеет: камеру 1 смешивания с окном 2 загрузки и окном 3 выгрузки материалов, ротор 4 с приводом 5 враще-

ния с лопастями 6–8. Внизу и вверху камеры 1 смешивания по центру жестко закреплены нижний (9) и верхний (10) вибраторы, которые обеспечивают возбуждение трех одинаковых по амплитуде и разных по частоте вибрационных полей посредством нижнего (13), среднего (14) и верхнего (15) кривошипно-шатунных механизмов. Корпуса 11, 12 вибраторов 9 и 10 представляют собой металлические гофрированные оболочки в виде гофрированных тонкостенных тел вращения, создающие разнонаправленные колебания. При этом внутри металлической гофрированной оболочки нижнего вибратора 9, который посредством нижнего (13) и среднего (14) кривошипно-шатунных механизмов создает одинаковые по амплитуде, но разные по частоте вибрационные колебания, в центре с жестким креплением установлен диск 16 с цилиндрическим выступом 17, который вставляется и закрепляется по внутреннему диаметру пружины 18. В центре верхней внутренней части стакана 19 жестко закреплен шатун 20 с при-

¹ Пат. 2494796 Рос. Федерации. Вибрационный смеситель.



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 76)

ботки для рассмотренной физической модели процесса резания, структура которой описана выражением в однородных координатах, будет определяться всеми составляющими технологического образа процесса, система которого описывается выражением вида:

$$T(7) = [F_f(123456), P_k(123456), P_v(123456)] = [F_f(134678), P_k(15253645), P_v(162636)],$$

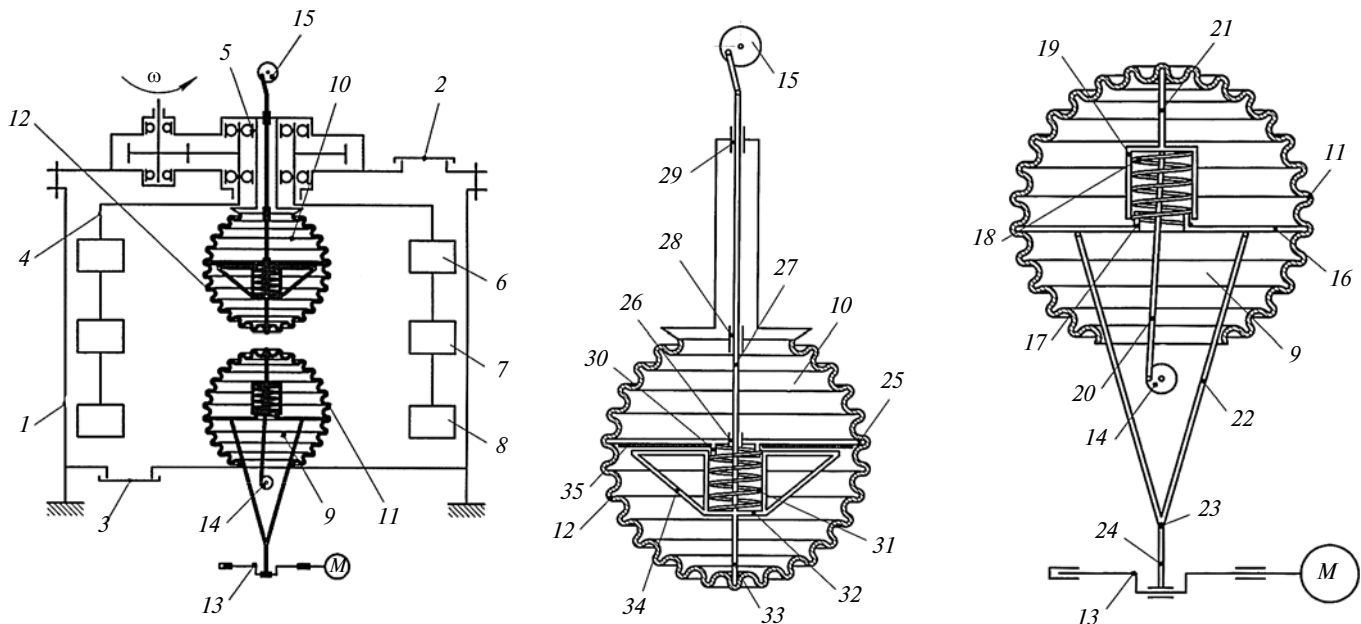
а число вариантов построения достаточно велико и не всегда очевидно.

Создание новых видов, методов и способов обработки потребует развития специальных приемов анализа полученных структур обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кузнецов А. П. Структуры процессов и оборудования для обработки резанием. Часть 2 // Вестник машиностроения. 2015. № 3. С. 65–76.
2. Merchant E., Moehring S. An interpretive review of 20th century US machining and grinding research / An e-monograph on a notable chapter of machining process technology. Cincinnati: TechSolve, 2003. 146 p.

3. Малышев В. И. Очерки истории науки о резании материалов. Тольятти: ТГУ, 2011. 216 с.
4. Партон В. З. Механика разрушения: От теории к практике. М.: Наука, 1990. 240 с.
5. Партон В. З., Морозов Е. М. Механика упруго-пластического разрушения. М.: Наука, 1985. 504 с.
6. Богатов А. А. Механические свойства и модели разрушения металлов. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ–УПИ, 2002. 329 с.
7. Старков В. К. Физика и оптимизация резания материалов. М.: Машиностроение, 2009. 640 с.
8. Султан-Заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Воронцов А. Л. Теоретические основы обработки металлов в машиностроении. Старый Оскол: ТНТ, 2013. 552 с.
9. Качанов Л. М. Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. 420 с.
10. Jackson M. J., Morrell J. S. Machining with Nanomaterials // Springer science + business Media LLC, 2009. 372 p.
11. Кузнецов А. П., Косов М. Г. Структурная точность металлорежущих станков // СТИН. 2012. № 5. С. 2–7.
12. Кузнецов А. П., Косов М. Г. Структурная точность металлорежущих станков. // СТИН. 2012. № 2. С. 4–12.
13. Кузнецов А. П. Тепловое поведение и точность металлорежущих станков. М.: Янус-К, 2011. 256 с.
14. Грановский Г. И. Кинематика резания. М.: Машгиз, 1948. 198 с.
15. Ермаков Ю. М. Комплексные способы эффективной обработки резанием. М.: Машиностроение, 2005. 272 с.



Роторно-вибрационный смеситель со двоянным трехчастотным эллиптическо-сферическим вибратором

водом от кривошипно-шатунного механизма 14, а с внешней стороны — толкатель 21, другой конец которого жестко закреплен к внутренней верхней части металлической гофрированной оболочки, которая создает вибрационное поле посредством верхней части корпуса 11 вибратора 9, на которую воздействует шатун 20.

Диск 16 вибратора 9, который создает равномерное вибрационное поле по всему объему камеры 1 смешивания в результате движения металлической гофрированной оболочки. Движение центральной части корпуса 11 вибратора 9 обеспечивает толкатель 22, который закреплен к узлу подвижного шарнира 23 шатуна 24 кривошипно-шатунного механизма 13. В центре гофрированной оболочки вибратора 10 жестко прикреплен диск 25 с направляющей стойкой 26, которая обеспечивает устойчивое направление поступательного движения штока 27 посредством пары, образованной направляющими стойками 28 и 29, штоком 27 кривошипно-шатунного механизма 15 и цилиндрическим выступом 30. Пружина 31 установлена в стакане 32, по центру которого с внутренней стороны жестко закреплен шток 27, а с внешней — толкатель 33, другим концом жестко закрепленный к гофрированной оболочке вибратора 10, которая обеспечивает колебания посредством наименьшей гофры корпуса 12 вибратора 10. На внешней стороне стакана 32 симметрично расположены четыре выступа 34, которые передают возвратно-поступательное движение на диск 25 вибратора 10. Пружина 31 упирается в резиновые прокладки 35, смягчающие удары выступов 34 о диск 25 вибратора 10.

Компоненты бетонной смеси через окно 2 последовательно загружают в камеру 1 смешивания: песок, цемент, щебень и воду. Включают приводы вибраторов 9, 10 и привод 5 вращения ротора 4 с лопастями 6—8. Толкатель 21 через стакан 19 пружины 18 и шатун 20 посредством кривошипно-шатунного механизма 14 совершает возвратно-поступательные дви-

жения, создавая колебания верхней части корпуса 11 вибратора 9. При этом диск 16 создает колебания центральной части корпуса 11 с помощью четырех толкателей 22, закрепленных к нижней части диска 16 вибратора 9 и узлу подвижного шарнира 23 шатуна 24 кривошипно-шатунного механизма 13. Толкатель 33 через стакан 32 пружины 31 и шток 27 посредством кривошипно-шатунного механизма 15 совершает возвратно-поступательные движения, создавая колебания той части корпуса 12, которая образует гофру наименьшего размера гофрированной оболочки вибратора 10. При сжатии пружины 31 выступы 34 передают возвратно-поступательное движение на диск 25, который возбуждает колебания средней части корпуса 12. Готовую бетонную смесь выгружают через окно 3 корпуса 1 смесителя.

Данная конструкция полностью исключает возникновение "глухих" зон по всему объему камеры смешивания. Кроме того, исключены вибрационные воздействия на приводы вибраторов, подшипниковые узлы привода вибратора максимально защищены от попадания в них мелких частиц перемешиваемых материалов. Два вибратора обеспечивают однородные амплитудные перемещения гофрированных оболочек, создавая интенсивное перемешивание компонентов смеси в результате воздействия двухчастотных вибраций.

Разработанный роторно-вибрационный смеситель со двоянным трехчастотным эллиптическо-сферическим вибратором отличается низкими энергозатратами, так как реализует эффект тиксотропности — разжижение коллоидных материалов в результате механических воздействий, что снижает сопротивление перемещению, а следовательно, уменьшается потребляемая мощность привода вращения ротора. При этом достигаются эффект виброкипения смеси, высокая турбулизация и интенсивная циркуляция смешиваемых частиц, что сокращает время смешивания и повышает производительность.