

Вып. 2 (81)' 2023 **ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**



ДОНЕЦКИЙ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ

ТЕХНИЧЕСКИЙ

УНИВЕРСИТЕТ

ISSN 2073-3216
(E) ISSN 2518-7120

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Международный
сборник научных трудов**

Выпуск 2 (81)' 2023



ДОНЕЦК - 2023

ISSN 2073-3216
(E) ISSN 2518-7120

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ ДНР
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Международный сборник научных трудов

Основан в декабре 1994 года

Выходит 4 раза в год

Выпуск 2 (81)' 2023

Донецк – 2023

УДК 621.01(06)

Рекомендован к изданию Ученым Советом Донецкого национального технического университета (протокол № 2 от 31 марта 2023 г.)

В международном сборнике научных работ приведены некоторые вопросы теории и практики обработки изделий прогрессивными методами, показаны достижения и пути развития технологического оборудования, оснастки, металлорежущего инструмента и нанесения специальных покрытий на изделия машиностроения. Рассмотрены отдельные аспекты автоматизации производственных процессов и надежности технологического оборудования. Освещены современные проблемы материаловедения в машиностроении.

В данном сборнике публикуются ученые и ведущие специалисты из различных стран мира. Предназначен для научно-технических работников, ИТР и специалистов в области машиностроения.

Учредитель и издатель – ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ» (Свидетельство о государственной регистрации юридического лица от 07.04.2016 г. № 029192 серия АА03).

Издается при содействии **Международного союза машиностроителей**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ: Михайлов А.Н. (гл. редактор), Гусев В.В. (зам. гл. редактора), Лахин А.М. (секретарь) (ДНР), Байков А.В. (ДНР), Бахадиров Г.А. (Узбекистан), Братан С.М. (Россия), Буленков Е.А. (ДНР), Бутенко В.И. (Россия), Витренко В.А. (ЛНР), Горобец И.А. (ДНР), Грубка Р.М. (ДНР), Данияров Н.А. (Казахстан), Еронько С.П. (ДНР), Ивченко Т.Г. (ДНР), Коваленко В.И. (ДНР), Мазуру С. (Молдова), Маляренко А.Д. (Беларусь), Мельникова Е.П. (ДНР), Навка И.П. (ДНР), Неделку Д. (Румыния), Поветкин В.В. (Казахстан), Прутяну О. (Румыния), Родованович М. (Сербия), Суслов А.Г. (Россия), Тока А. (Молдова), Федонин О.Н. (Россия), Хандожко А.В. (Россия), Чернышев Е. А. (ДНР), Шабаетов О.Е. (ДНР)

Адрес редакции: ДНР, 283001, г. Донецк, ул. Артема, 58,
ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ, кафедра «Технология машиностроения». Тел.: +7-856- 301-08-40. E-mail: tm@fimm.donntu.ru

Сайт: <http://ptsm.donntu.ru>

Сборник (Е) зарегистрирован в Министерстве информации Донецкой Народной Республики. Свидетельство о регистрации СМИ от 20 апреля 2017 г., серия ААА № 000125.

Сборник включен в перечень рецензируемых изданий ВАК ДНР (приказ №744 от 24.07.2017 г.), в котором могут публиковаться результаты диссертационных работ на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук, а также в базу данных РИНЦ (Российский индекс научного цитирования) (лицензионный договор № 177-04/2013 от 12.04. 2013 г.)

ISSN 2073-3216

ISSN 2518-7120 (E)

УДК 691:699.844

И. Н. Заплетников, д-р техн. наук, проф., **В. А. Кириченко**, канд. техн. наук, доцент
Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-
Барановского, г. Донецк, ДНР

Тел./Факс: +7 856 3045046; E-mail: oborud@kaf.donnuet.ru

КОНСТРУКЦИЯ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩЕЙ ПАНЕЛИ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В статье представлено описание конструкции звукопоглощающей панели, обладающей широким частотным диапазоном звукопоглощения. Преимуществом предлагаемой звукопоглощающей панели является ее универсальность применения для различных производственных помещений, имеющих самые разнообразные шумовые характеристики. Мембранную звукопоглощающую панель рекомендуется применять в различных отраслях, включая машиностроение, строительство и др., в целях снижения шума в помещениях, а так же шума, издаваемого машинами и механизмами.

Ключевые слова: шум, звукопоглощение, частота, диапазон, мембрана.

I. N. Zapletnikov, V. A. Kirichenko

SOUND-ABSORBING PANEL DESIGN FOR PROCESS EQUIPMENT

The article describes the design of a sound-absorbing panel with a wide frequency range of sound absorption. The advantage of the proposed sound-absorbing panel is its versatility of application for various industrial premises with a wide variety of noise characteristics. The membrane sound-absorbing panel is recommended for use in various industries, including mechanical engineering, construction, etc., in order to reduce noise in the premises, as well as noise produced by machines and mechanisms.

Keywords: noise, sound absorption, frequency, range, membrane.

1. Введение

При современном уровне развития и интенсификации производства проблема борьбы с шумом стала одной из актуальнейших. Внедрение в промышленность новых технологических процессов, рост мощностей и быстродействия машин и механизмов, увеличение количества транспортных средств приводит к тому, что человек на производстве и в быту постоянно подвергается воздействию шума все более высокой интенсивности. В технической литературе появился даже термин «шумовое загрязнение среды».

Исследованиями гигиенистов установлено, что шум повышенной интенсивности оказывает неблагоприятное воздействие на организм человека, вызывает серьезные заболевания, приводит к потере трудоспособности, снижает производительность труда на 10...15%, одновременно значительно ухудшая его качество.

Исследованиями установлено, что любой шум создает нагрузку на нервную систему человека. Его воздействие по-разному проявляется у людей в зависимости от возраста, состояния здоровья, характера труда, физического и душевного состояния. Интересна психологическая особенность человека – шум, создаваемый им самим, его не беспокоит, в то же время посторонние шумы оказывают сильное раздражающее действие. Воздействие шума в течение продолжительного времени может привести к возникновению таких заболеваний как неврозы, гипертония и язвенная болезнь, кожные и кишечные заболевания.

При постоянном воздействии шума, например, на таких производствах, как текстильное, на участках, где установлено пищевое оборудование у работающих может

возникнуть профессиональная болезнь – снижение слуха по типу кохлеарного неврита [1].

Повышенный уровень шума возникает и при работе различного технологического оборудования пищевых производств [2, 3, 4].

Для борьбы с шумом часто используют звукоотражающие и звукопоглощающие устройства. Звукопоглощающие устройства обычно имеют однородный звукопоглощающий слой. В качестве материалов, рекомендуемых для изготовления звукопоглощающих панелей, рекомендуются волокнистые и пористые материалы. На практике широкое применение получили соответствующие пеноматериалы с открытыми порами для глушения звука.

Известно, что для того, чтобы звукопоглощающая панель шумозащитной конструкции была высокоэффективной, необходимо выполнение двух условий: она должна обладать высоким внутренним поглощением звуковой энергии, и входной импеданс конструкции должен быть согласован с волновым сопротивлением среды. Для звукопоглощающих панелей на основе волокнистых звукопоглощающих материалов такое согласование обычно достигается либо за счет дистанцирования слоя звукопоглощающих материалов от жесткой стенки, на которую эта конструкция укрепляется, либо путем построения конструкции из большого количества слоев звукопоглощающих материалов с плотностью набивки, незначительной для внешнего слоя и равномерно возрастающей по мере приближения к жесткой стенке. Переменная средняя плотность заполнения пространства звукопоглощающим материалом реализуется также при помощи клиньев из звукопоглощающего материала постоянной плотности, и обращенных острыми концами в сторону падающей звуковой волны. Такая конструкция, в частности, общепринята при обработке стен, потолка и пола заглушенных измерительных камер [5].

Наиболее соответствующей этим требованиям является конструкция звукопоглощающей облицовки (Патент RU № 2622934, МПК : G10K11/16, E04B1/84, 21.06.2017 г.). Звукопоглощающая облицовка выполнена в виде жесткой и перфорированной стенок, между которыми расположен многослойный звукопоглощающий элемент. Многослойный звукопоглощающий элемент выполнен в виде двух слоев, один из которых, прилегающий к жесткой стенке, является звукопоглощающим, а другой, прилегающий к перфорированной стенке, выполнен из звукоотражающего материала сложного профиля, состоящего из равномерно распределенных пустотелых тетраэдров. Недостатком такой панели является то, что пустоты, расположенные между перфорированной стенкой и звукопоглощающими элементами, практически не задействованы в работе как резонирующие объемы, что уменьшает эффективность глушения шума и диапазон частот эффективного звукопоглощения.

2. Основное содержание и результаты работы

В основу данной работы поставлена задача создания конструкции звукопоглощающей панели, обладающей широким частотным диапазоном звукопоглощения.

Задача была решена путём применения в конструкции звукопоглощающей панели мембраны. Конструктивно звукопоглощающая панель содержит ровную сплошную жесткую и перфорированную мягкую обшивку в виде усеченных четырехгранных правильных пирамид с квадратными отверстиями в вершинах, между которыми дистанционно размещена тонкая мембрана.

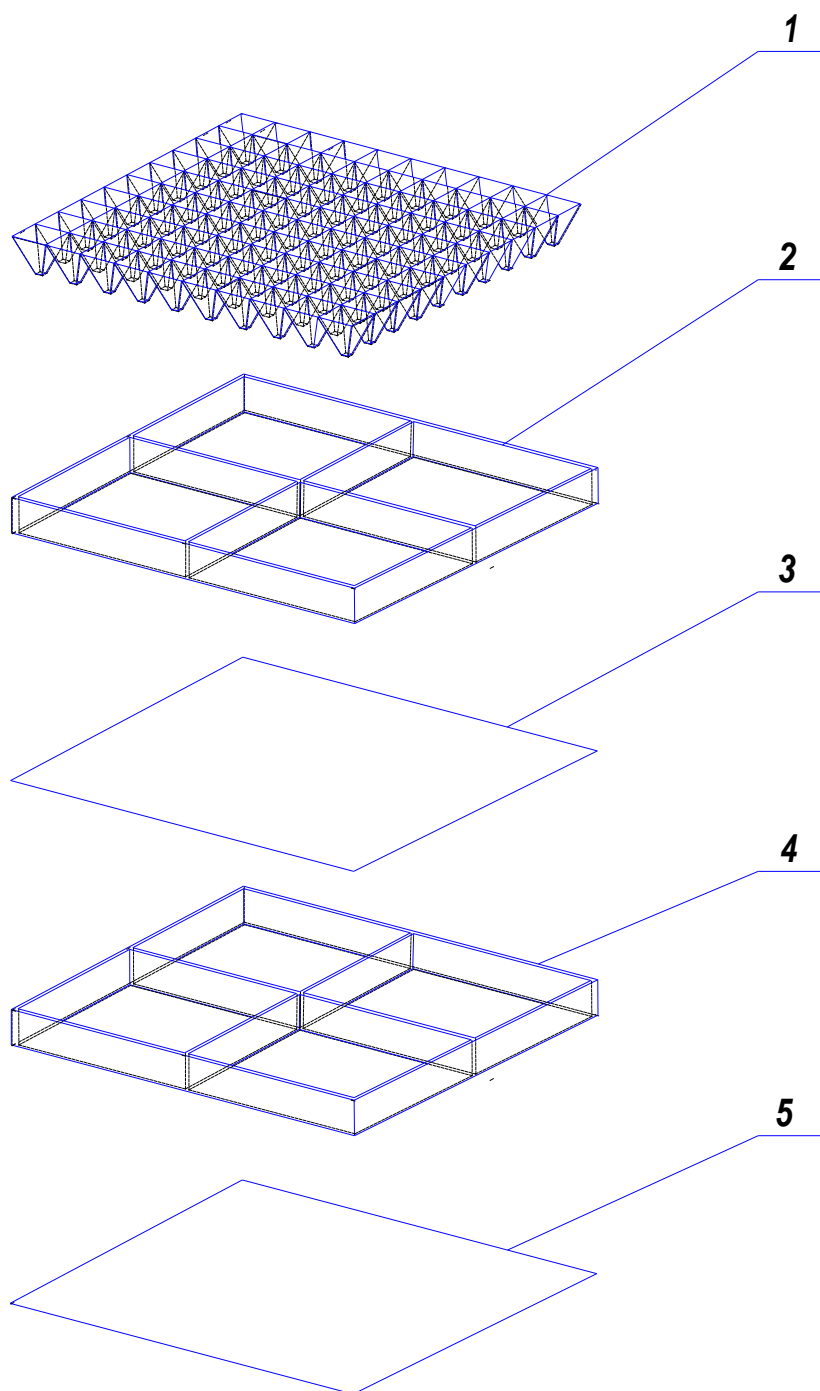


Рисунок 1. Мембранная звукопоглощающая панель в разобранном виде, где:
 1 – передняя обшивка в виде усеченных правильных четырехгранных пирамид с квадратными отверстиями в вершинах, 2 – каркас, 3 – мембрана, 4 – каркас, 5 – задняя сплошная обшивка.

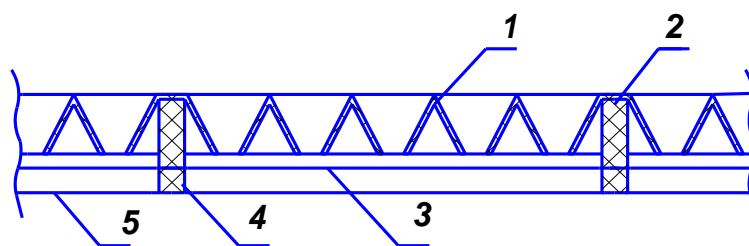


Рисунок 2. Фрагмент разреза мембранной звукопоглощающей панели, где:

1 – передняя обшивка в виде усеченных правильных четырехгранных пирамид с квадратными отверстиями в вершинах, 2 – каркас, 3 – мембрана, 4 – каркас, 5 – задняя сплошная обшивка.

Панель представляет собой комбинацию звукопоглощающих элементов и колебательной системы с воздушными резонаторами, в которых звуковая энергия поглощается за счет резонансных колебаний воздушных объемов и колебаний тонкой мембраны под воздействием падающей звуковой волны.

Технический результат, достигаемый такой конструкцией панели, заключается в расширении частотного диапазона звукопоглощения.

Мембранная звукопоглощающая панель, общий вид которой показан на рис. 1 и 2, устроена следующим образом. Передняя перфорированная обшивка может быть выполнена из пенополистирола или вспененного полиэтилена толщиной 3...5 мм. Высота усеченных правильных четырехгранных пирамид составляет 15...25 мм, квадратные отверстия в вершинах пирамид – 3...8 мм, размер основания – 15...25 мм. Каркас выполнен из резины. Количество секций каркаса может варьироваться в широких пределах. Мембрана представляет собой натянутую на резиновый каркас (4) поливинилхлоридную (или из материала со сходными свойствами) пленку толщиной 150...200 мкм. Количество пирамид в каждой секции должно находиться в пределах, при которых конструктивно обеспечивается натяжение мембраны на каркасе. Задняя обшивка (5) выполнена из стали толщиной около 0,7 мм или из алюминиевого листа толщиной около 1,0 мм. Все элементы конструкции панели имеют герметичное клеевое соединение между собой. Воздушный зазор между вершинами усеченных пирамид передней обшивки (1) и мембраной (3) составляет 4...8 мм, он работает как резонансный поглотитель и увеличивает звукопоглощение на низких частотах. Регулировка диапазона частот поглощаемого звука осуществляется конструктивно за счет увеличения или уменьшения размера воздушного зазора между задней стенкой и мембраной. Это достигается уменьшением или увеличением толщины резинового каркаса (4) к которому закрепляется мембрана. Величина этого воздушного зазора составляет 5...15 мм.

Панель устанавливают передней перфорированной обшивкой к источнику звука.

Поглощение акустических волн в области высоких и средних частот, происходит преимущественно в гранях звукопоглощающим материалом пирамид (1). Это поглощение обеспечивается также за счет плавного нарастания акустического импеданса по мере продвижения звуковой волны от широкой части отверстия в отдельной усеченной пирамиде к узкой части с одновременным поглощением звуковой энергии на его стенках, выполненных из звукопоглощающего материала. Звуковые волны, проходя через отверстия на передней обшивке частично отражаются, рассеиваются и поглощаются в воздушных объемах вспененного полиэтилена или пенополистирола. Прошедшие через отверстия звуковые волны попадают в резонансную камеру между обшивкой (1) и

мембраной (3). Угасание звуковой энергии происходит в этом случае за счет колебания мембраны, которая совершает вынужденные колебания, сжимая находящийся позади нее объем воздуха (выполняющий функцию пружины), и перехода звуковой энергии в механическую, а затем в тепловую. Отраженные от мембраны и каркаса резонансной камеры звуковые волны гасятся на внутренней поверхности перфорированной облицовки (1). Из-за малых размеров отверстий и сложной конфигурации облицовки это произойдет многократно, прежде чем какая-то часть звуковых волн снова попадет на отверстие и выйдет наружу. Если направление потока звуковой энергии заранее не известно, то звукопоглощающую панель набирают из секций (фрагмент разреза панели приведен на рис. 2), ориентируемых в различных направлениях. Меняя ориентацию панелей или рядов, получают максимальный коэффициент звукопоглощения. Такое исполнение звукопоглощающей панели позволяет эффективно гасить шумы в широкой области частот при любом направлении потока звуковой энергии.

Преимуществом предлагаемой звукопоглощающей панели является ее универсальность применения для различных производственных помещений, имеющих самые разнообразные шумовые характеристики (за счет возможности настройки диапазона частот поглощаемого звука). Мембранную звукопоглощающую панель рекомендуется применять в различных отраслях, включая машиностроение, строительство и др., в целях снижения шума в помещениях, а так же шума, издаваемого машинами и механизмами.

3. Заключение

Таким образом, применение новой звукопоглощающей панели для шумозащитной конструкции позволяет расширить частотный диапазон звукопоглощения и повысить коэффициент звукопоглощения. Существенно упрощается технология изготовления, как самой панели, так и всей шумозащитной конструкции на основе подобных панелей, за счёт уменьшения размеров и толщины звукопоглощающего материала. Перспективой дальнейшего развития данного направления является математическое моделирование процессов, происходящих при звукопоглощении в мембранной панели.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Колосов, Ю. В. Защита от вибраций и шума на производстве: учебное пособие. / Ю. В. Колосов, В. В. Барановский. – СПб: СПбГУ ИТМО, 2011. – 38 с.
2. Заплетников, И. Н. Виброакустика оборудования пищевых производств: монография: в 3 т., Т. 1. 2-е издание, дополненное и переработанное / И. Н. Заплетников – Донецк: Фолиант, 2022. – 169 с.
3. Заплетников, И. Н. Виброакустика оборудования пищевых производств: монография: в 3 т., Т. 2, 2-е издание, дополненное и переработанное / И. Н. Заплетников – Донецк: Фолиант, 2022. – 371 с.
4. Заплетников, И. Н. Виброакустика оборудования пищевых производств: монография: в 3 томах. Т. 3 / И. Н. Заплетников – Донецк: Фолиант, 2022. – 176 с.
5. Курмышева, А. Ю. Системы борьбы с шумом и вибрацией: учебное пособие. / А. Ю. Курмышева, А. В. Рязанцева – Москва: ИНФРА-М, 2022 – 211 с. – ISBN: 978-5-16-013799-5.

Поступила в редколлегию 31.01.2023 г.

УДК 621.833

Г. В. Малахов, канд. техн. наук, доцент, **О. Л. Золотухина**, канд. техн. наук, доцент
Тульский государственный университет, г. Тула, Россия
Тел. / Факс: +7(4872) 254648, E-mail: tms@tsu.tula.ru

СОСТАВЛЯЮЩИЕ ПРИПУСКА ЗУБЧАТЫХ ВЕНЦОВ С ПРЕДВАРИТЕЛЬНО ОФОРМЛЕННЫМИ ЗУБЬЯМИ

Установлены необходимые составляющие для аналитического определения припуска на боковых сторонах зубьев заготовок с предварительно оформленным штамповкой венцом для чистового зубонарезания. В основе их определения - специфические погрешности зубчатых колес, возникающие как в процессе изготовления зубчатой заготовки, так и ее чистовой зубообработки.

Ключевые слова: зубообработка, технологическая схема, заготовки с зубом, припуск, составляющие припуска, погрешности зубчатого колеса.

G. V. Malakhov, O. L. Zolotukhina

COMPONENTS OF THE ALLOWANCE FOR GEAR TEETH MACHINED FROM A FORGED WORKPIECE

Installed the necessary components for analytical determination of the allowance for the sides of the teeth of workpieces with pre-decorated with stamped crown for finishing upon ratana. Based on the specific error of gears that occurs in the process of manufacturing of gear blanks and finishing gear treatment.

Keywords: gear treatment, the technological scheme of the workpiece with the tooth, allowance components of the allowance, the error of the gears.

1. Введение

Производство зубчатых колес остается и в настоящее время одним из наиболее широкомасштабных и трудоемких видов производств современного машиностроения. Совершенствование его технологии для колес средних модулей в условиях массового и крупносерийного производств направлено на уменьшение металлоемкости вплоть до безотходных технологий и сокращение цикла зубообработки.

Первая задача решается при использовании заготовок, максимально приближенных к готовой детали, т. е. с предварительно оформленными зубьями. Вторая – за счет уменьшения удаляемого припуска и концентрация зубообработки в пределах одной операции. Их совместное решение особенно для зубчатых колес 8-й степени точности и выше, требующих применения нескольких методов их зубообработки, предполагает использование заготовок с предварительно оформленными зубьями [1]. Таким образом, для совершенствования производства зубчатых колес целесообразна технологическая схема, включающая:

- получение заготовок с зубьями (приближенных к готовой детали);
- чистовая зубообработка за одну операцию.

2. Основная часть

Внедрение прогрессивных заготовок цилиндрических зубчатых колес с предварительно оформленными зубьями окажется наиболее эффективно при использовании процесса зубонарезания, обладающего высокими исправляющими способностями. Именно поэтому на кафедре «Технология машиностроения» Тульского государственного университета (ранее Тульского политехнического института) разработана и исследована группа процессов чистового зубонарезания, обеспечивающих высокую произ-

водительность обработки и необходимую исправляющую способность, которые открывают возможность осуществления на их основе указанной технологической схемы [2, 3].

Однако эффективность работы этих способов и всей технологической схемы в значительной мере определяется самой заготовкой, т. е. ее материалом, размерами, способом получения, точностью, величиной припусков.

В технологии изготовления поковок со штампованным зубом можно выделить два направления.

1. Изготовление зубчатого венца заготовки без припуска на всех ее поверхностях. Такие заготовки не предусматривают последующей механической обработки и обеспечивают наименьшую материалоемкость. Однако из-за низкой точности зуба (в среднем не выше 9-й степени) зубчатые колеса, полученные из них, могут использоваться лишь в передачах с низкими эксплуатационными показателями.

2. Изготовление заготовки с профилем зуба, требующим только чистовой зубообработки.

У таких заготовок в зависимости от распределения (наличия) припуска между отдельными участками зуба можно выделить три формы впадины зубчатого венца [4]:

- впадины с припуском на всех поверхностях – на боковых (эвольвентных), переходных и дне впадины;
- впадины с припуском на боковых и переходных участках;
- впадины с припуском только на боковых участках.

Второе направление позволяет получать колеса более высоких степеней точности, чем первое. Но в этом случае независимо от формы впадины особую важность приобретает вопрос о назначении рациональных по величине припусков на боковых поверхностях зубьев.

В машиностроении применяется опытно-статистический метод определения и назначения припусков на механическую обработку, основанный на использовании справочных таблиц, которые составлены как обобщение опыта ряда отраслей промышленности. Однако опытно-статистические значения, как правило, не учитывают конкретных условий проведения технологических процессов обработки зубчатых заготовок, установлены с существенным «запасом» и приводят к завышению величин припусков. Расчетно-аналитический метод характеризуется большей трудоемкостью, но он позволяет устанавливать более точные значения припусков, что особенно важно при чистовой обработке предварительно оформленных зубьев.

Поэтому для определения припусков на чистовую обработку штампованных зубьев следует использовать расчетно-аналитический метод.

Будем считать, что припуск одинаков на всем эвольвентном участке поверхности зуба и профиль боковой стороны зуба заготовки – это эквидистанта к профилю зуба обработанного колеса.

Припуск обычно задается и измеряется по нормали к обработанной поверхности заготовки. Для зубьев заготовок цилиндрических колес возможно задание припуска по одному из двух направлений:

- по нормали к боковой (эвольвентной) стороне обработанного зуба;
- по хорде зуба обработанного зубчатого венца.

В первом случае припуск отсчитывается «на сторону» и представляет собой односторонний припуск, т.к. нормали к противоположным боковым сторонам одного зуба не параллельны. Во втором – припуск следует рассматривать как симметричный двусторонний припуск, отсчитываемый на обе стороны зуба, т. е. «на толщину» зуба. Ис-

пользование схемы с двусторонним припуском представляется более целесообразным, т. к. конечной целью определения припусков на выполнение чистовой ступени обработки зубьев является установление размеров заготовки, которые задаются их номинальными значениями и допустимыми отклонениями. Это задание удобнее для схемы двустороннего припуска.

Поэтому рассмотрим использование расчетно-аналитического метода для определения двустороннего «на толщину» зуба, симметричного припуска на чистовую обработку оформленных у заготовки зубьев цилиндрических колес.

В существующей методике [5, 6] приводится общая формула для определения численной величины Z_g операционного (или промежуточного) двустороннего припуска.

$$Z_g = K \sqrt{\delta_a^2 + 4(H_a^2 + T_a^2 + \Delta_a^2 + \rho_a^2 + \varepsilon_g^2)}, \quad (1)$$

где K – коэффициент, учитывающий возможные отклонения законов распределения отдельных составляющих припуска от нормального закона. Обычно $K=1,2 \div 1,3$ [6]; δ_a – составляющая припуска, учитывающая погрешность размера самой поверхности, подлежащей обработке, мкм; H_a и T_a – составляющие припуска, характеризующие соответственно высоту неровностей и глубину дефектного слоя, полученных на предшествующей ступени обработки, мкм; Δ_a – составляющая припуска, учитывающая погрешность размера, координирующего положение подлежащей обработке поверхности относительно установочной базы заготовки, мкм; ρ_a – составляющая припуска, характеризующая неопределенность положения поверхности, подлежащей обработке, из-за пространственных геометрических отклонений, мкм; ε_g – погрешность установки, являющаяся комплексной производственной погрешностью, мкм.

В общем случае

$$\bar{\varepsilon}_g = \bar{\varepsilon}_b + \bar{\varepsilon}_z + \bar{\varepsilon}_{np}, \quad (2)$$

где $\bar{\varepsilon}_b$ – погрешность базирования, учитывающая несовпадение установочных баз заготовки и приспособления; $\bar{\varepsilon}_z$ – погрешность закрепления, возникает из-за смещения заготовки относительно установочных элементов приспособления, или относительно настроенного на размер инструмента под действием зажимных усилий; $\bar{\varepsilon}_{np}$ – погрешность положения установочных элементов приспособления относительно настроенной базы или относительно режущего инструмента настроенного на заданный размер.

Применять формулу (1) для расчета припусков на чистовую обработку зубьев колес, полученных точной штамповкой, следует с учетом особенностей заготовки и специфики технологического процесса ее механической обработки.

Рассмотрим все составляющие припуска для случая чистовой зубообработки.

1. В качестве составляющей δ_a следует принимать допустимую погрешность толщины зуба заготовки E_{cr} , т. е. $\delta_a = E_{cr}$. Если технические условия на изготовление штампованных заготовок основаны на нормах точности по ГОСТ 1643-81 [7], то в зависимости от способа задания размера зуба заготовки в соответствии с указанным стан-

дартном возможно различное задание отклонений толщины зуба и, следовательно, составляющей припуска δ_a .

ГОСТ 1643-81 определяет размеры зубьев цилиндрического колеса, используя следующие размерные параметры и их отклонения,

- толщину зуба по постоянной хорде S_c ;
- дополнительное смещение исходного контура E_{Hr} (не связано с корригированием зуба);
- длину общей нормали W .

Если размер зуба заготовки задается толщиной по постоянной хорде, то в качестве погрешности E_{cr} следует принимать нижнее отклонение допуска по постоянной хорде E_{cri} (рис. 1). $E_{cr} = E_{cri}$.

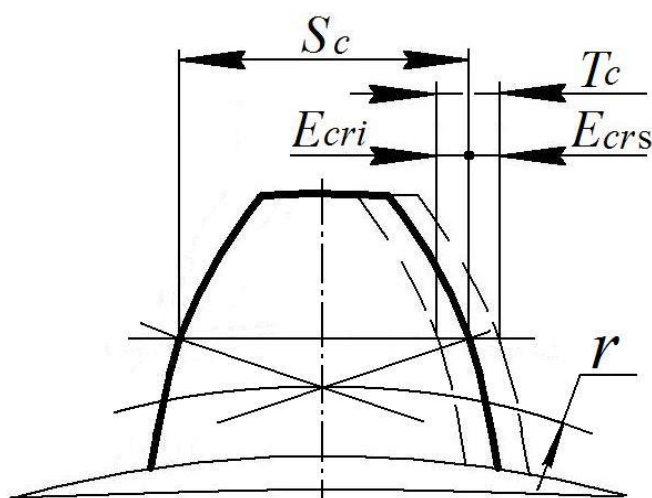


Рисунок 1. Отклонения толщины зуба по постоянной хорде S_c предварительно оформленного венца заготовки

Численная величина нижнего отклонения E_{cri} на основе норм точности ГОСТа 1643-81 должна быть назначена равной допуску на толщину зуба T_c , зависящему от принятой степени точности изготовления заготовок, модуля и диаметра колеса, т. е. $E_{cri} = T_c$.

Численное значение E_{cri} может быть также установлено по ГОСТ 7505-89 [8] в зависимости от массы поковок, номинальной толщины зуба детали (по постоянной хорде) и принятой группы точности изготовления штампованных поковок.

Если размер зуба заготовки задается дополнительным смещением исходного контура и допуском на него, то численная величина допустимой погрешности E_{cr} толщины зуба заготовки устанавливается из выражения

$$E_{cr} = 2(E_{HS} + T_H) \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где E_{HS} - верхнее отклонение смещения исходного контура, мкм; T_H - допуск на дополнительное смещение исходного контура, мкм; α - угол профиля исходного контура (производящей рейки), $\alpha = 20^\circ$, (рис. 2).

Величины E_{HS} и T_H зависят по ГОСТ 1643-81 от принятой степени точности изготовления заготовок, модуля и диаметральных размеров колеса.

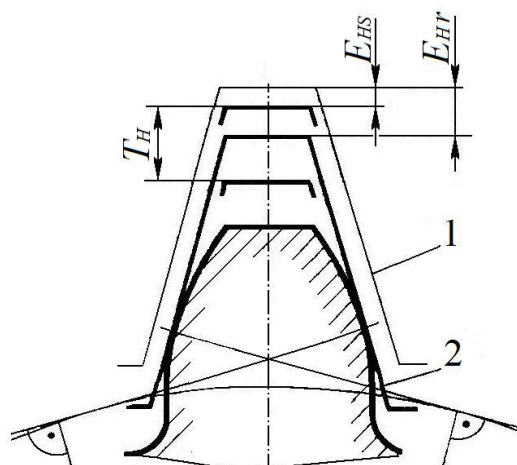


Рисунок 2. Смещение исходного контура: 1 – номинальное положение исходного контура; 2 – действительное положение исходного контура

Если толщина предварительно оформленного зуба задается через длину общей нормали W , то погрешность E_{cr} приобретает численное значение, устанавливаемое из выражения

$$E_{cr} = 2(E_{WS} + T_W) / \cos \alpha ,$$

где E_{WS} - верхнее отклонение средней длины общей нормали, мкм; T_W - допуск на среднюю длину общей нормали, мкм.

Включение в состав припуска составляющей E_{cr} компенсирует также погрешность профиля зуба заготовки f_f (рис. 3), которая не должна выходить за пределы половины допуска на толщину зуба.

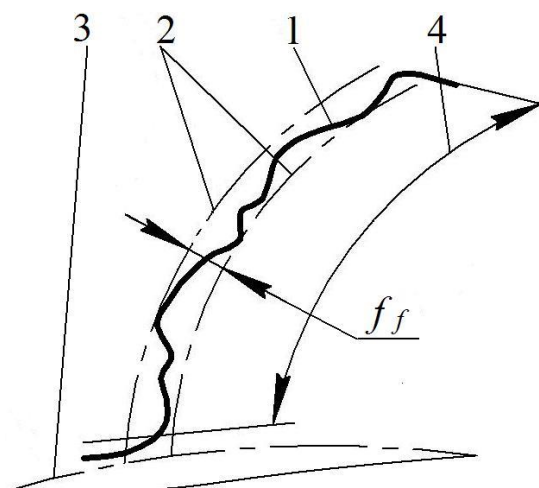


Рисунок 3. Погрешность профиля зуба: 1 – действительный торцовый активный профиль зуба; 2 - номинальные торцовые профили зуба; 3 – основная окружность; 4 - границы активного профиля зуба

2. Минимальный припуск на чистовую обработку зуба включает в себя высоту неровностей $H_a = R_z$ и глубину поверхностного дефектного слоя T_a , численные величины которых устанавливаются в зависимости от способа получения заготовки.

3. Под погрешностью Δ_a следует понимать возможное смещение боковых поверхностей зубьев заготовки, подлежащих обработке, относительно баз заготовки, т. е. относительно оси центрального отверстия и впадины зубчатого венца, используемой для его угловой ориентации. Следовательно, составляющая Δ_a должна быть представлена двумя производственными погрешностями заготовки.

Первая погрешность e_a – не совпадение осей зубчатого венца заготовки и ее базового отверстия (рис. 4).

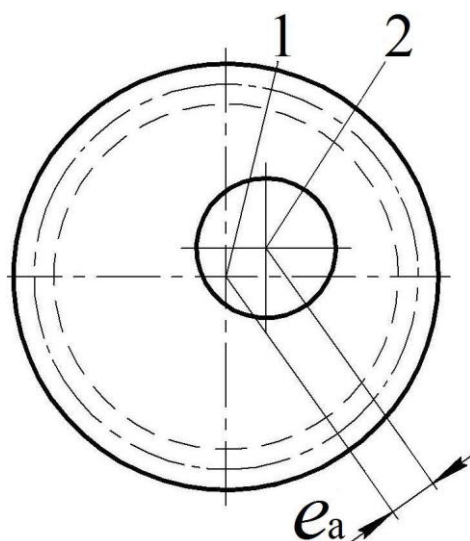


Рисунок 4. Эксцентриситет зубчатого венца:

1 – ось зубчатого венца заготовки; 2 – ось базового отверстия

Значение этой составляющей зависит от последовательности предшествующей обработки, принятой схемы базирования и закрепления заготовки. В общем случае численное значение составляющей e_a определяется путем размерного анализа предшествующей части технологического процесса. Если посадочное отверстие не подвергается предварительной механической обработке и все же служит базой для центрирования колеса при обработке его зубьев, то величина составляющей e_a может быть установлена по ГОСТ 7505-89 [8] в зависимости от принятого класса точности изготовленияковки и ее диаметра. Если же технические условия на изготовления штампованных заготовок основаны на нормах точности по ГОСТ 1643-81 [7], то значение составляющей e_a следует принимать равным половине допуска на радиальное биение зубчатого венца, в зависимости от степени точности штампованного колеса и его диаметра.

Вторая составляющая F_{Pr} – накопленная погрешность шага зубчатой заготовки. Эта составляющая учитывает возможное смещение подлежащих обработке поверхностей зубьев заготовки относительно базовой впадины, по которой ориентируется ее угловое положение на станке при чистовой зубообработке, из-за погрешности окружного шага. Ее численное значение должно приниматься равным допуску на накопленную

погрешность шага F_p , устанавливаемому по ГОСТ 1643-81 [7] в зависимости от степени точности заготовки зубчатого колеса, его диаметра и модуля.

4. Составляющая ρ_a при чистовой обработке зубьев в общем случае может учитывать влияние на величину припуска двух производственных погрешностей.

Первая ρ_l – составляющая, определяемая пространственным отклонением обрабатываемых поверхностей из-за коробления заготовки

$$\rho_l = \rho_0 l,$$

где ρ_0 – удельное коробление поковки, мкм/мм; l – расстояние от опорной поверхности до наиболее удаленного торца зубчатого венца, мм.

Вторая $F_{\beta r}$ – погрешность на направление зуба (рис. 5).

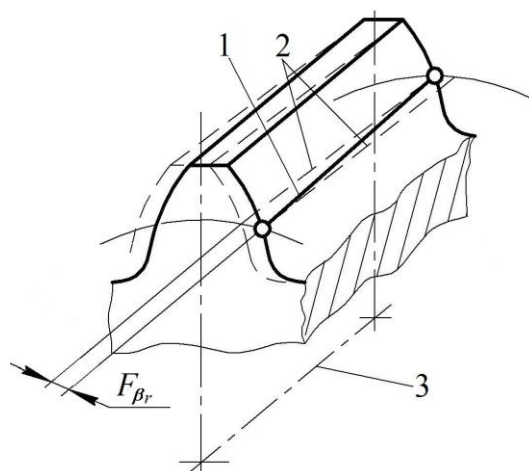


Рисунок 5. Отклонение направления прямолинейного зуба:

- 1 – действительная делительная линия зуба;
- 2 – номинальные делительные линии зуба;
- 3 – рабочая ось зубчатого колеса

Численная величина этой составляющей должна приниматься равной допуску на направление зуба F_{β} , устанавливаемому по ГОСТ 1643-81 [7] в зависимости от степени точности зубчатого венца заготовки и его ширины.

5. При чистовой обработке зубьев колеса следует учитывать влияния на величину припуска погрешности установки, определяемую по зависимости (2).

Погрешность базирования $\bar{\varepsilon}_{\delta}$ возникает из-за несовпадения установочных баз заготовки и приспособления. Это обстоятельство обуславливается двумя причинами.

Первая - это неточность центрирования заготовки, вызывающая смещение оси отверстия заготовки относительно оси оправки $\bar{\varepsilon}_{\delta l}$. При установке заготовки на жесткой оправке (рис. 6) $\bar{\varepsilon}_{\delta l}$ определяется как

$$\bar{\varepsilon}_{\delta l} = \frac{d_o - d_n}{2},$$

где d_o – максимальный диаметр посадочного отверстия колеса, мкм; d_n – минимальный диаметр оправки, мкм.

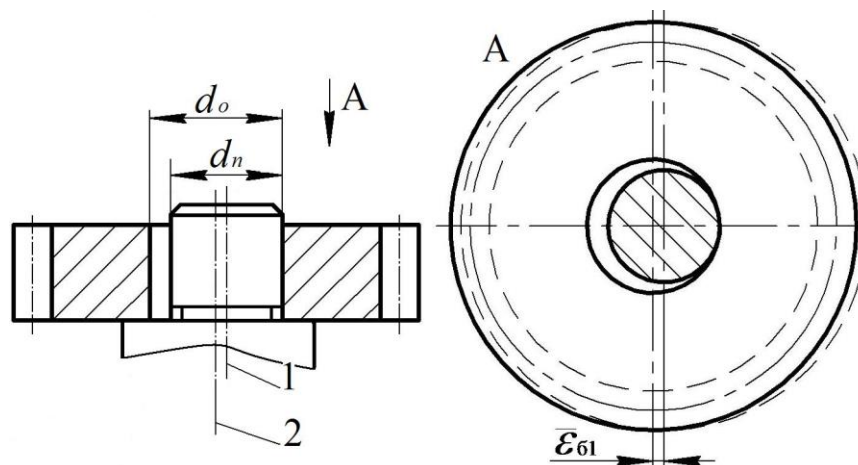


Рисунок 6. Схема установки заготовки на жесткой оправке
1 – ось установочной оправки; 2 – ось посадочного отверстия

При установке заготовок на разжимных оправках величина $\bar{\epsilon}_{\delta 1}$ зависит от конструкции оправки.

Вторая – эксцентricность оси зубчатого венца заготовки и оси оправки, обусловленная неперпендикулярностью опорного торца заготовки относительно оси зубчатого венца $\bar{\epsilon}_{\delta 2}$, определяется по зависимости [6].

$$\bar{\epsilon}_{\delta 2} = e \frac{l}{d},$$

где e – величина торцевого биения опорной поверхности заготовки (отклонение от перпендикулярности опорного торца к оси зубчатого венца), мкм; l – расстояние от опорной поверхности колеса до наиболее удаленного торца зубчатого венца, мм; d – диаметр опорного (базового) торца заготовки, мм.

Погрешностью закрепления $\bar{\epsilon}_3$ в радиальном направлении из-за ее малой величины при чистовой обработке зубьев колеса можно пренебречь, т. е. $\bar{\epsilon}_3 = 0$.

В качестве погрешности положения установочных элементов приспособления $\bar{\epsilon}_{np}$ следует учитывать погрешность положения фиксатора относительно режущего инструмента $\bar{\epsilon}_\phi$, обеспечивающего угловую ориентацию впадин зубчатой заготовки.

Таким образом, зависимость (1) для определения припуска на толщину зуба при чистовой зубообработке примет вид

$$Z_\epsilon = K \sqrt{E_{cr}^2 + 4(H_a^2 + T_a^2 + e_a^2 + F_P^2 + \rho_I^2 + F_\beta^2 + \epsilon_{\delta 1}^2 + \epsilon_{\delta 2}^2 + \epsilon_\phi^2)}.$$

3. Заключение

Рассмотренная методика расчета припуска была использована для зубчатого колеса $m = 2,5$ мм, $Z = 18$ с точностью 10-8-7-С по ГОСТ 1643-81 из цементуемой стали 12ХН3А, получаемого из штампованных с зубьями заготовок (рис. 7), зубчатый венец которых обрабатывается окончательно резовыми головками с нулевым углом профиля за одну зубообрабатывающую операцию [1].

В результате расчетов численное значение двустороннего припуска на толщину зуба на чистовую зубообработку составило 0,89 мм. Это значение, обеспеченное у зубчатых заготовок, показало достаточность припуска при обработке зубчатых венцов партии заготовок и, следовательно, эффективность рассмотренного подхода.



Рисунок 7. Заготовка со штампованным зубчатым венцом

Рассмотренный метод определения припусков может быть также использован для расчета припусков на чистовую обработку зубьев накатанных колес и зубчатых колес, полученных литьем.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Малахов, Г. В. Схемы чистовой зубообработки резцовыми головками методом огибания / Г. В. Малахов, А. В. Михайлов, И. А. Савичев // Известия Тульского государственного университета, Технические науки. Ч. 1. – Тула: Изд-во ТулГУ. – 2016. – № 8 – С. 110-116.
2. Маликов, А. А. Расчет величины продольной модификации зубьев цилиндрических колес при зубонарезании резцовыми головками / А. А. Маликов, В. Д. Артамонов, О. Л. Золотухина // Известия Тульского государственного университета, Технические науки. Ч. 1. – Тула: Изд-во ТулГУ. – 2018. – № 1. – С. 85-91.
3. Артамонов, В. Д. Технологические возможности способов зубообработки цилиндрических колес резцовыми головками / В. Д. Артамонов // СТИН: ежемесячный научно-технический журнал. – М.: ООО СТИН. – 2019. – № 6 – С. 20–24.
4. Малахов, Г. В. Оценка сочетаний параметров зубчатых колес из заготовок с предварительно оформленными зубьями / Г. В. Малахов, В. В. Птицын, А. В. Горохов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – Тула: Изд-во ТулГУ. – 2013. – № 8. – С.297–303.
5. Ямников, А. С. Расчет припусков и проектирование заготовок / А. С. Ямников, Е. Ю. Кузнецов, М. Н. Бобков М.Н. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2017. – 341 с. – ISBN 978-5-7679-3787-5.
6. Станкеев, А. А. Аналитический метод определения припусков на обработку зубьев цилиндрических колес. Исследования в области технологии механической обработки и сборки машин / А. А. Станкеев – Тула: ТПИ. – 1978. – С. 104–109.
7. ГОСТ 1643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 2003. – 44 с.
8. ГОСТ 7505-89 Поковки стальные штампованные. Допуски, припуски и кузнечные напуски. – М.: Изд-во стандартов, 2003. – 36 с.

Поступила в редколлегию 25.01.2023 г.

УДК 664.8.039

Н. А. Миронова, канд. техн. наук, доц., **А. Н. Поперечный**, д-р техн. наук, проф.
Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-
Барановского, г. Донецк, ДНР, Россия
Тел. / Факс: +7 949 304 26 60; E-mail: mna_21_81@mail.ru

АППАРАТ С УПРУГОДЕФОРМИРУЕМЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

В статье проведено аналитическое исследование по определению скорости транспортирования частицы с помощью быстроходного упругодеформированного пружинного винтового устройства. Получена формула, учитывающая центробежную силу и коэффициенты трения частицы о круглый кожух, а также спираль транспортирующего винта. Предложена конструкция комбинированного сушильно-протирающего аппарата с гибким шнековым транспортирующим органом.

Ключевые слова: транспортирование, рабочий орган, упругий элемент, скорость транспортирования.

N. A. Mironova, A. N. Popereshniy

A DEVICE WITH AN ELASTICALLY DEFORMABLE WORKING BODY

The article presents an analytical study to determine the speed of particle transportation using a high-speed elastic-deformed spring screw device. A formula is obtained that takes into account the centrifugal force and the coefficients of friction of the particle on the round casing, as well as the spiral of the conveying screw. The design of a combined drying and wiping apparatus with a flexible screw conveying body is proposed.

Keywords: transportation, working body, elastic element, speed of transportation.

1. Введение

Известно, что скорость транспортирования материала шнековыми устройствами зависит от целого ряда факторов. В результате движения винтовой поверхности шнека транспортируемый материал движется не параллельно его оси, а винтообразно с переменной скоростью в осевом и радиальном направлениях, в зависимости от расстояния частиц материала до оси шнека, коэффициента трения и величины противодействия [1,2].

Некоторые сведения о методах расчета шнековых рабочих органов не имеют строгой теоретической основы и содержат рекомендации, не учитывающие современного состояния в области их конструирования и эксплуатации. Например, влияние угла наклона оси вала на производительность учтено коэффициентами, отражающими влияние параметров шнеков, режимов их работы, а также физико-механических свойств сырья.

Предлагаемые окончательные выражения по определению средней осевой скорости шнековых транспортирующих устройств, включают в себя ряд коэффициентов, которые в основном учитывают трение между частицами материала, между частицами и винтовой поверхностью шнека, между частицами и поверхностью кожуха (корпуса). Это - коэффициент отставания или коэффициент вращения частиц, коэффициент перемещения, коэффициент сопротивления и др. Физическая природа этих коэффициентов остается не выясненной [3-5].

Движение продукта с помощью гибкого спирального шнека в виде винтовой цилиндрической пружины в настоящее время в полной мере уравнениями не описаны [4-6].

Особенностью такого шнека является быстроходность. При этом периферийная частица прижимается к кожуху и движется по его поверхности по винтовой линии с постоянным (для вертикального шнека) или с переменным (для наклонного и горизонтального шнеков) шагом, постоянно соприкасаясь как с кожухом, так и с гибкой спиралью транспортирующего винта [7].

2. Основное содержание и результаты работы

Производительность гибкого шнекового устройства в числе своих параметров зависит от средней осевой скорости периферийной частицы материала при зазоре между винтом и кожухом равным нулю.

Приближенно можно записать выражение для средней скорости периферийной частицы в виде (в м/с):

$$V_{zcp} = \frac{t}{2\pi} \cdot (\omega_v - \omega_{cp}); \quad (1)$$

или

$$V_{zcp} = \frac{t}{60} \cdot (n_v - n_{cp}), \quad (2)$$

где t - шаг спирали шнека, м;

ω_v и n_v - угловая скорость винта, 1/с;

ω_{cp} и n_{cp} - средняя угловая скорость периферийной частицы за ее оборот, 1/с.

Как видно из уравнений (1) и (2), при заданном шаге и угловой скорости винта определение средней осевой скорости частицы сводится к определению ее средней угловой скорости ω_{cp} .

Движение периферийной частицы по винтовой поверхности можно уподобить движению частицы по наклонной плоскости, имеющей угол подъема α (рисунок 1):

$$\alpha = \arctg \frac{t}{2\pi r} \quad (3)$$

где r - наружный радиус винта, м.

Вектор абсолютной скорости V периферийной частицы (скорости скольжения ее по кожуху шнекового устройства) в каждый момент представляет собой геометрическую сумму вектора переносной скорости V_e

(т. е. окружной скорости периферийного участка винта) и вектора относительной скорости скольжения частицы V_q по периферийной винтовой поверхности, т. е.

$$V = V_e + V_q. \quad (4)$$

Обозначив угол между векторами абсолютной и переносной скоростей частицы через β , из треугольника скоростей (рисунок 2) по теореме синусов имеем:

$$\frac{V}{V_e} = \frac{\sin \alpha}{\sin[180^\circ - (\alpha + \beta)]} \quad (5)$$

или

$$\frac{V}{V_e} = \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} \tag{6}$$

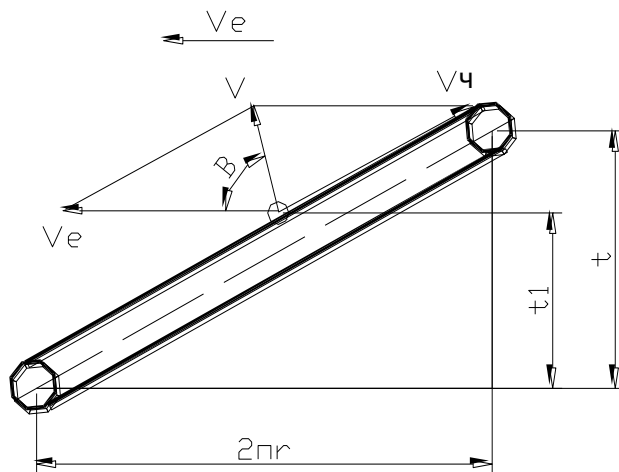


Рисунок 1. К определению параметров шнека

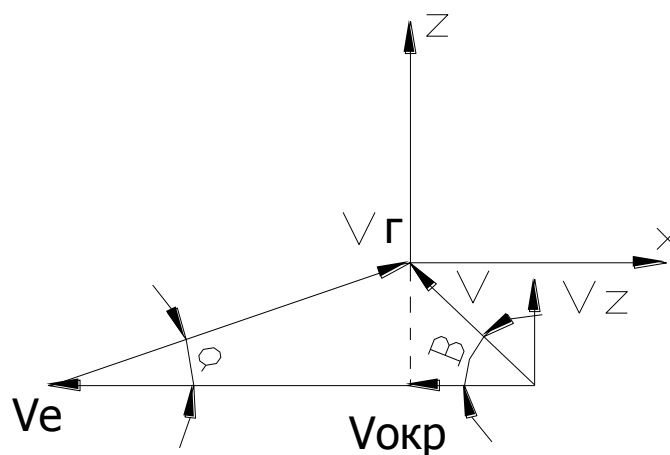


Рисунок 2. Треугольник скоростей.

Из уравнения (6) получаем:

$$V = V_e \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} \tag{7}$$

По рис. 1 и выражению (7) окружная скорость частицы $V_{окр}$ (скорость в плоскости, перпендикулярной к оси винта) равна:

$$V_{окр} = V \cdot \cos \beta = V_e \frac{\sin \alpha \cdot \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)} \tag{8}$$

Подставляя в выражение (8) окружные скорости через их соответствующие угловые скорости, имеем:

$$\omega \cdot r = \omega_g \cdot r \frac{\sin \alpha \cdot \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)}.$$

Отсюда, после сокращения на наружный радиус винта r , получаем выражение для угловой скорости периферийной частицы:

$$\omega = \omega_g \frac{\sin \alpha \cdot \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)}. \quad (9)$$

Из выражения (9) следует, что для данного конкретного винта постоянному углу β соответствует постоянная угловая скорость частицы ω_n , следовательно, изменение угловой скорости частицы зависит от изменения угла β . Для наклонных и горизонтальных винтовых транспортных устройств угол β в различных четвертях поперечного сечения кожуха будет иметь разное значение, поэтому в выражении (9) под ω и β следует понимать их средние значения. При этом постоянная осевая скорость частицы будет V_{zcp} . Для вертикального винта угловая скорость частицы будет постоянной величиной.

По [1] путь, пройденный частицей в осевом направлении за один оборот винта составит (рисунок 1):

$$t_1 = t \cdot (\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha) \cos \alpha, \quad (10)$$

где f - коэффициент трения частицы материала о винтовую поверхность.

Торцевая поверхность вращающейся винтовой цилиндрической пружины сообщает частице материала усилие, одна из проекций которого направлена вдоль оси шнековой спирали и обеспечивает перемещение частицы. В центральной части кожуха транспортера, не подверженной непосредственному воздействию проволочного шнека, материал может двигаться только благодаря внутреннему трению в нем.

3. Общий алгоритм и рекомендации

Рассмотрим силовое воздействие наклонной вращающейся винтовой цилиндрической пружины на периферийную частицу, передающееся посредством трения (в точке А).

На рисунке 3 представлен общий случай расположения периферийной частицы в наклонном транспортере, с рабочим органом в виде винтовой цилиндрической пружины, где: G_1 - сила тяжести частицы; γ - угол между вертикалью и осью пружины; E - угол смещения частицы в рассматриваемый момент, отсчитываемый по направлению часовой стрелки от вертикальной плоскости, проходящей через ось устройства.

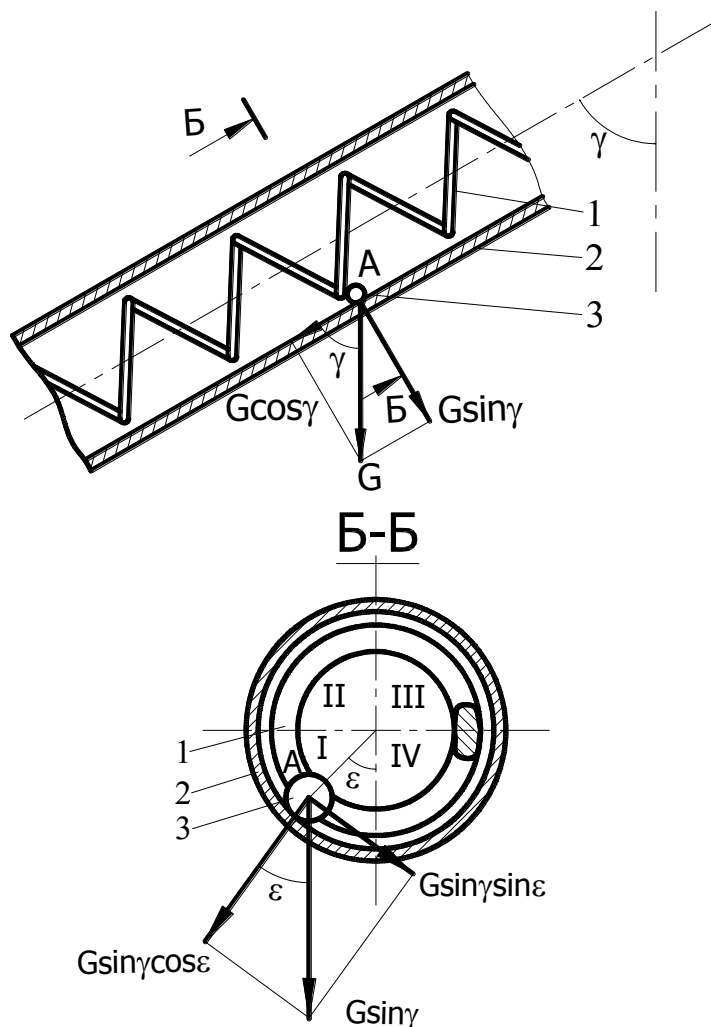


Рисунок 3. Схема к определению нагрузок, действующих на частицу вращающейся спирали: 1 - проволочный шнековый рабочий орган; 2 - кожух (корпус) устройства; 3 - частица материала

Периферийная частица находится под действием следующих сил (рис. 4):
 $G_1 \cdot \cos \gamma$ - составляющая силы тяжести частицы, направленная вдоль оси пружины;
 $G_1 \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varepsilon$ - составляющая силы тяжести частицы, находящаяся в плоскости, перпендикулярной к оси пружины, и направленная по касательной к кожуху;
 F - сила трения частицы о кожух (корпус) устройства, направленная в сторону, противоположную скорости скольжения частицы относительно кожуха (противоположную направлению вектора V);
 R - давление винтовой поверхности, составляющее с нормалью к ней угол трения φ_1 ;
 C - равнодействующая вышеперечисленных сил.

На рис. 5 представлен многоугольник сил, соответствующих схеме сил рис. 4.

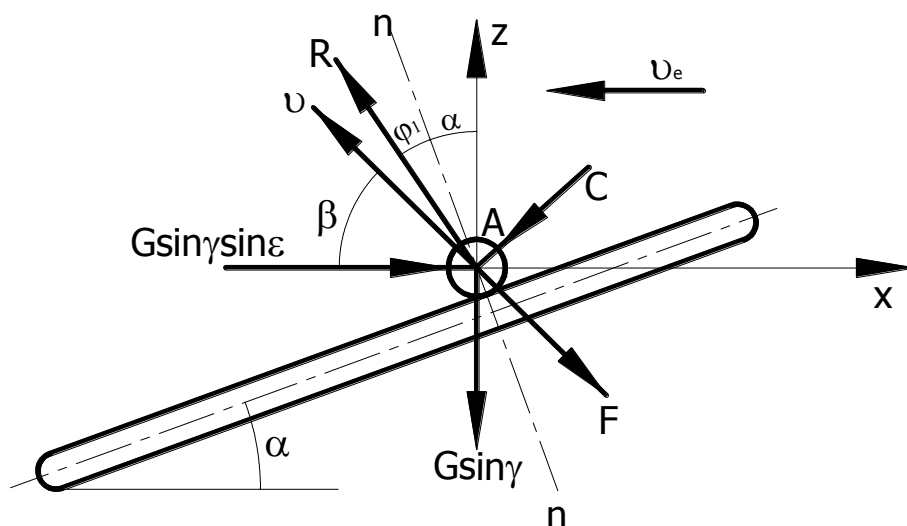


Рисунок 4. Схема действующих на частицу сил

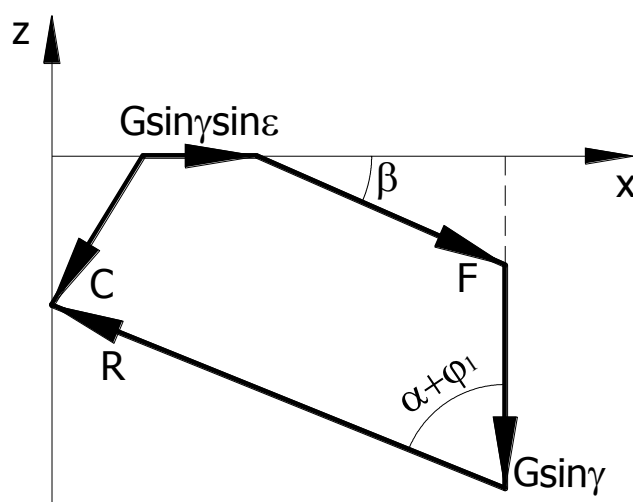


Рисунок 5. Многоугольник действующих на частицу сил

Поскольку скорость частицы есть периодическая величина с периодом, соответствующим одному обороту частицы, и, следовательно, приращение ее кинетической энергии за один оборот равно нулю, то отсюда работа равнодействующей C за один оборот частицы также равна нулю. Частица находится в движении и ее путь не равен нулю; следовательно за один оборот частицы (или за целое число оборотов) равна нулю средняя величина равнодействующей, т.е.

$$C_{cp} = 0.$$

Частицу, движущуюся по кожуху (корпусу) устройства, можно рассматривать как одновременно участвующую в двух движениях: в движении по окружности, в плоскости, перпендикулярной к оси шнековой спирали, и в прямолинейном движении вдоль оси спирали.

За каждый оборот частица перемещается вдоль оси спирали на какую-то величину, произведение которой на составляющую силы тяжести $G_1 \cdot \cos \gamma$ вдоль этой оси представляет собой работу за один оборот частицы.

Работа же составляющей силы тяжести $G_1 \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varepsilon$ при движении частицы по окружности за один ее оборот равна нулю.

Докажем это. Действительно

$$\int_0^{2\pi} G_1 \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varepsilon \cdot r \cdot d \cdot \varepsilon = \int_0^{\pi} G_1 \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varepsilon \cdot r \cdot d \cdot \varepsilon + \int_{\pi}^{2\pi} G_1 \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varepsilon \cdot r \cdot d \cdot \varepsilon =$$

$$= G \cdot r \cdot \sin \gamma \left| -\cos \varepsilon \right|_0^{\pi} + G \cdot r \cdot \sin \gamma \left| -\cos \varepsilon \right|_{\pi}^{2\pi} = 2G \cdot r \cdot \sin \gamma - 2G \cdot r \cdot \sin \gamma = 0.$$

По аналогии с предыдущим, поскольку путь частицы по окружности не равен нулю, за один ее оборот (или за целое число оборотов) равна нулю средняя величина составляющей силы тяжести, т. е:

$$(G \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varepsilon)_{CP} = 0.$$

Таким образом, вместо многоугольника сил (рисунок 5), можно рассматривать треугольник средних сил (рисунок 6), из которого имеем:

$$F_{CP} \cdot \cos \beta_{CP} = (F_{CP} \cdot \sin \beta_{CP} + G \cos \gamma) \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1). \quad (11)$$

Решая уравнение (11) относительно средней силы трения F_{CP} , находим

$$F_{CP} = \frac{G \cdot \cos \gamma \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\cos \beta_{CP} - \sin \beta_{CP} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}. \quad (12)$$

В общем случае положения частицы на поверхности кожуха (корпуса) под углом ε величину ее силы трения о кожух с учетом центробежной силы можно записать в виде

$$F = f_2 \left(\frac{G \cdot \omega^2 \cdot r}{g} + G \cdot \sin \gamma \cdot \cos \varepsilon \right), \quad (13)$$

где f_2 - коэффициент трения материала о кожух;
 g - коэффициент свободного падения.

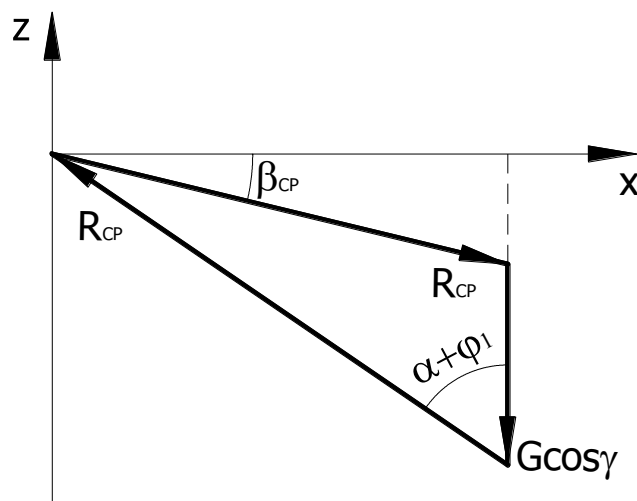


Рисунок 6. Треугольник действующих на частицу сил

При условии быстроходности за счет центробежной силы частица все время прижата к кожуху, т.е. всегда соблюдается неравенство:

$$\frac{G \cdot \omega^2 \cdot r}{g} > G \cdot \sin \gamma \cdot \cos \varepsilon . \tag{14}$$

Сила $G \cdot \sin \gamma \cdot \cos \varepsilon$ при вращении частицы изменяет свою величину, уменьшая или увеличивая тем самым силу трения частицы о кожух. При этом можно показать, что при прохождении частицей второй и третьей четвертей поперечного сечения кожуха (рисунок 3) средняя сила трения уменьшается на величину $2f_2 \cdot G \cdot \sin \gamma$, а при прохождении четвертой и первой четвертей – увеличивается на ту же величину $2f_2 \cdot G \cdot \sin \gamma$.

Действительно, при прохождении частицей второй и четвертой четвертей

$$\int_{0,5\pi}^{1,5\pi} f_2 \cdot G \cdot \sin \gamma \cdot \cos \varepsilon d\varepsilon = f_2 \cdot G \cdot \sin \gamma \cdot \left| \sin \varepsilon \right|_{0,5\pi}^{1,5\pi} = -2f_2 \cdot G \cdot \sin \gamma ,$$

при прохождении же четвертой и первой четвертей

$$\int_{1,5\pi}^{2,5\pi} f_2 \cdot G \cdot \sin \gamma \cdot \cos \varepsilon d\varepsilon = f_2 \cdot G \cdot \sin \gamma \cdot \left| \sin \varepsilon \right|_{1,5\pi}^{2,5\pi} = -2f_2 \cdot G \cdot \sin \gamma .$$

Следовательно, средняя величина силы трения частицы о кожух за один ее оборот (или за целое число оборотов) равна

$$F = f_2 \frac{G \cdot \omega_{CP}^2 \cdot r}{g} . \tag{15}$$

Подставляя (15) в (12), получим силовое уравнение средней угловой скорости частицы:

$$\omega_{CP} = \sqrt{\frac{g \cdot \cos \gamma \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{r \cdot f_2 [\cos \beta_{CP} - \sin \beta_{CP} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)]}} . \tag{16}$$

Как видим уравнение (16) включает в себя основные геометрические параметры устройства, коэффициенты трения частицы о кожух (корпус) и о спираль транспортирующего органа.

Если угловая скорость винтовой цилиндрической пружины задана ее частицей вращения n (1/с), то скоростное уравнение средней частоты вращения будет иметь вид:

$$n_{cp} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g \cdot \cos \gamma \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{r \cdot f_2 [\cos \beta_{cp} - \sin \beta_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)]}} \quad (17)$$

Определив ω_{cp} по (16) или n_{cp} по (17) по соответствующим выражениям (1) или (2) находится величина средней осевой скорости периферийной частицы в аппарате с упругодеформирующим (пружинным) рабочим органом.

Производительность сушильно-протирочного аппарата с упругодеформирующим (пружинным) рабочим органом может быть определена (в кг/с) как:

$$M = S_p \cdot V_{cp} \cdot \rho \cdot \xi \cdot \kappa, \quad (18)$$

где: ξ - коэффициент заполнения рабочей камеры (подачи); κ - коэффициент, учитывающий снижение транспортирующей способности рабочего органа а процессе протирания (измельчения) материала; ρ - насыпная плотность материала, кг/м³; V_{cp} – линейная скорость перемещения материала, м/с; S_p – площадь поперечного кольцевого рабочего сечения камеры, м².

4. Заключение

Задачей дальнейшей работы являются экспериментальные исследования по определению коэффициентов трения обрабатываемых продуктов (плодов и их косточек) о поверхности кожуха и спирали транспортирующего винта, а также экспериментальные исследования скорости движения продукта в сушильно-протирочном аппарате с целью продвижения аналитических предпосылок.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Харламов, С. В. Конструирование технологических машин пищевых производств / С. В. Харламов. – Л.: Машиностроение, 1979. – 224с.
2. Остриков, А. Н. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств / А. Н. Остриков, О. В. Абрамов. – СПб: ГИОРД, 2003. – 352с.
3. Григорьев, А. М. Винтовые конвейеры / А. М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184с.
4. Плаксин, Ю.М. Процессы и аппараты пищевых производств / Ю. М. Плаксин, Н. Н. Малахов, В. А. Лорин. – М.: Колос, 2005. – 760с.
5. Киселев, Б. Р. Ленточный конвейер. Расчет и проектирование основных узлов: учеб. пособие/ Б. Р. Киселев, М. Ю. Колобов – Иваново: Иван. гос. хим. – технол. ун-т, 2019. – 179 с.
6. Ивашов, В. И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности / В. И. Ивашов. – М.: Гиорд, 2020. – 736 с.
7. Дубинина, Н. А. Организация производства на предприятиях пищевой промышленности / Н. А. Дубинина. – М.: Феникс, 2018. – 544 с.

Поступила в редколлегию 02.02.2023г.

УДК 621.9

А. Н. Михайлов¹, д-р техн. наук, проф., А. В. Анастасьев¹, аспирант,
Н. С. Пичко², д-р филол. наук, проф.

¹ Донецкий национальный технический университет,

² Филиал Ухтинского государственного технического университета в г. Усинск

Тел. / Факс: +7 949 349 74 28; E-mail: anastasyev.av@yandex.ru

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОСТОЯНСТВА КОНТАКТНОЙ НАГРУЗКИ ПРИ ПОЛИРОВАНИИ СЛОЖНОГО ПРОФИЛЯ ПЕРА ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ ГТД

В статье рассмотрены основные схемы полирования профиля лопаток турбины ГТД полировальными кругами с учетом особенностей геометрии профиля. Было установлено, что при полировании входной и выходной кромок пера возникают существенные максимальные напряжения, величина которых может изменяться в несколько раз, по сравнению с напряжениями, возникающими в других точках профиля ЛТ ГТД, что обусловлено существенным различием участков на входной и выходной кромках, а также на спинке и корытце соответственно. Как следствие – наличие таких неравномерностей при обработке может негативно отразиться на качестве отделочной обработки. На основе контактной задачи Герца, определено влияние сложной пространственной геометрии лопаток турбины ГТД на непостоянство профиля и размеров пятна контакта при различных схемах полировании и возникающие при этом максимальные контактные напряжения. На основе результатов компьютерного моделирования определены изменения максимальных контактных напряжений при изменении обрабатываемого радиуса профиля для рассматриваемых схем обработки и разработана блок-схема процесса адаптации режимов обработки с учетом сложного криволинейного профиля пера.

Ключевые слова: перо, профиль, лопатка, усилия, напряжения.

A. N. Mikhaylov, A. V. Anastasyev, N. S. Pichko

ENSURING THE CONSTANT CONTACT LOAD WHEN POLISHING A COMPLEX PROFILE OF THE GTE TURBINE BLADE FLADE

The article considers the main schemes for polishing the profile of GTE turbine blades with polishing wheels, taking into account the features of the profile geometry. It was found that when polishing the input and output edges of the feather, significant maximum stresses arise, the value of which can change several times, compared with the stresses that occur at other points of the GTE LT profile, which is due to a significant difference in the areas on the input and output edges, as well as on the back and trough, respectively. As a result, the presence of such unevenness during processing can adversely affect the quality of the finishing treatment. On the basis of the Hertz contact problem, the influence of the complex spatial geometry of the GTE turbine blades on the variability of the profile and size of the contact spot for various polishing schemes and the resulting maximum contact stresses are determined. Based on the results of computer simulation, changes in the maximum contact stresses were determined with a change in the processed radius of the profile for the considered processing schemes, and a block diagram of the process of adapting processing modes was developed, taking into account the complex curvilinear profile of the pen.

Keywords: vane, profile, blade, effort, stress.

1. Введение

Полирование является завершающим этапом обработки лопаток турбины газотурбинного двигателя (ЛТ ГТД). Лопатки характеризуются сложной пространственной формой пера, шероховатость которого должна находиться в пределах $Ra=0,32\dots0,8$ мкм, а допуск на сложный фасонный профиль в пределах $0,01\dots0,05$ мм [1]. Отклонение геометрических форм, размеров и параметров качества поверхности профиля пера лопатки от расчетных ухудшает рабочие характеристики двигателя, приводит к потере мощности, уменьшению КПД и снижению экономичности двигателя [2] Все эти факторы в целом существенно затрудняют автоматизированную обработку, в следствие чего

© Михайлов А. Н., Анастасьев А. В., Пичко Н. С.; 2023

процессы отделочной обработки как у нас в стране, так и за рубежом, носят преимущественно ручной характер [1, 2, 3]. Одним из активно применяемых способов отделочной обработки является полирование на полировальных бабках, с применением в качестве инструмента специальных войлочных кругов с накатанными на профиль абразивными зернами, или микропорошков [2, 4]. Эти процессы разделяют на такие переходы как предварительное и окончательное полирование, а также глянцеование [5].

При этом, соблюдение постоянства режимов обработки зависит от уровня квалификации рабочего, т.к. такие параметры как усилие прижима, длительность полирования в каждой точке поверхности, угол касания и т.д. могут быть непостоянными на различных участках профиля [5, 6]. Это приводит к тому, что процесс обработки характеризуется непостоянными технологическими воздействиями, вследствие чего определенные участки готового изделия имеют локальные зоны, характеризующиеся более низким качеством обработанной поверхности, либо же процесс обработки существенно увеличивается из-за применения нерациональных режимов резания. С учетом и без того очень сложных условий эксплуатации, которым подвергаются лопатки турбины в процессе работы, таким как переменные нагрузки, действие высокотемпературного газового потока, содержащего мельчайшие твердые частицы, наличие дополнительных вышеупомянутых участков может приводить к ускоренному выходу из строя ЛТ ГТД.

Целью данной работы является обеспечение постоянства режимов обработки при полировании лопатки турбины ГТД за счет адаптации режимов обработки с учетом сложного криволинейного профиля пера.

В соответствии с поставленной целью в работе определены следующие задачи: провести анализ особенностей схем обработки сложного криволинейного профиля ЛТ ГТД, разработать математические модели взаимодействия полировального круга и поверхности пера в зоне контакта, разработка рекомендаций по обеспечению постоянства режимов обработки по всему периметру сложного криволинейного профиля. Эти задачи решаются в данной работе.

2. Основное содержание и результаты работы

Процесс полирования лопаток турбин в большей степени выполняется в ручном режиме, что обусловлено их сложной пространственной формой и особенностями технологии. При этом, в процессе полирования задействован различный инструмент и схемы обработки, такие как: полирование кругами различных профилей, полирование лентами и т.д. В данной работе рассматриваем только полирование кругами, при котором можно выделить три основные схемы обработки, которые охватывают основные типоразмеры лопаток – представленные на рисунке 1. Так, при полировании спинки пера активно применяются круги прямого профиля, позволяющие обрабатывать большую площадь поверхности, при этом радиус инструмента превышающим радиус обрабатываемой лопатки $R_{\text{п}} > R_{\text{л}}$ (рис. 1, а); при обработке корытца пера лопаток последних ступеней турбины или свободной турбины возможно применение круга, радиус которого меньше чем радиус обрабатываемой лопатки $R_{\text{п}} < R_{\text{л}}$ (рис. 1, б), а в случае обработки корытца пера лопаток первых ступеней турбины, обработку ведут фасонным полировальным кругом, радиус скругления которого меньше чем обрабатываемый радиус корытца $R_{\text{п}} < R_{\text{л}}$ (рис. 1, в) [7].

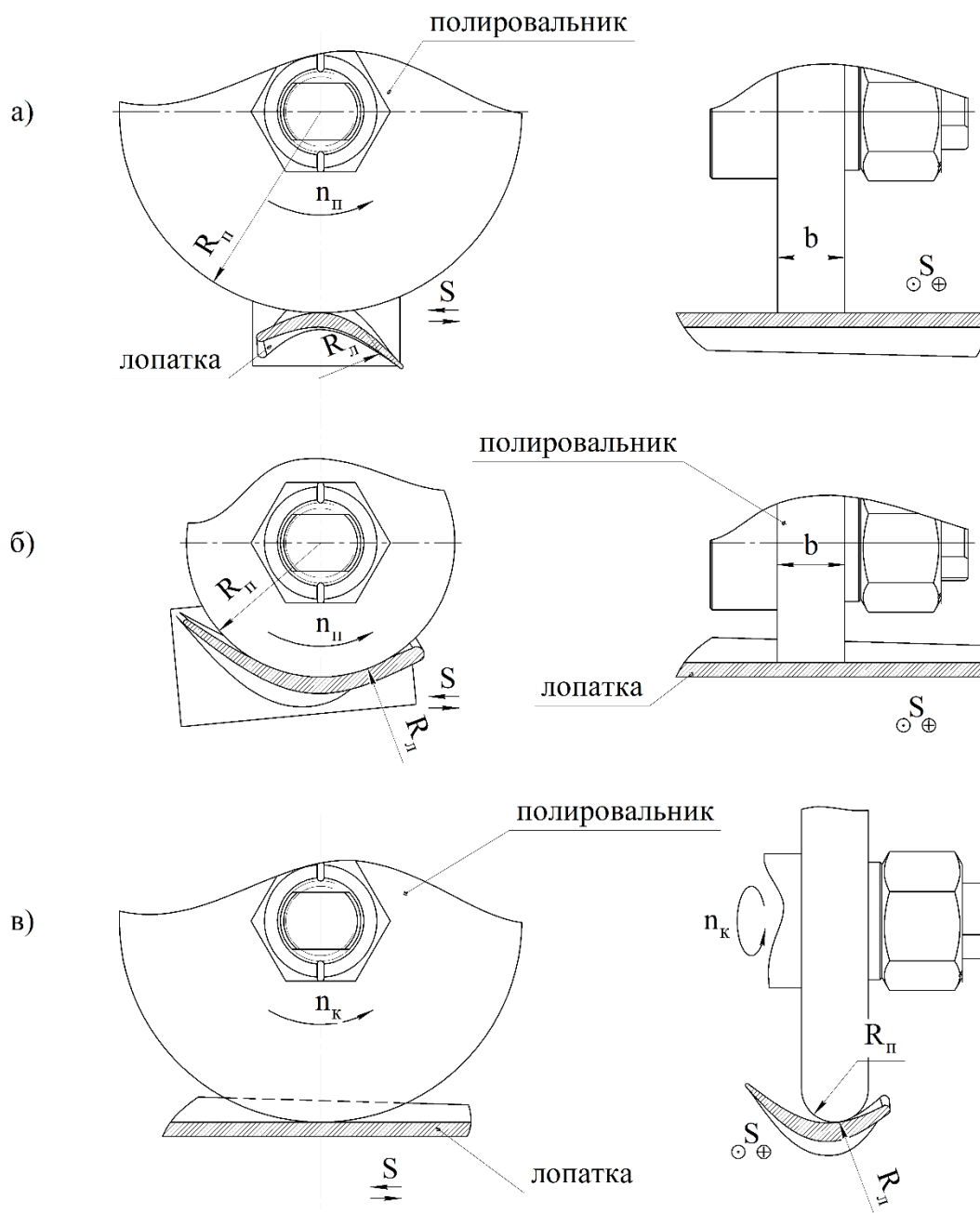


Рисунок 1. Основные схемы окончательной обработки элементов пера лопатки: а) обработка поверхности спинки лопатки; б) обработка корытца кругом, превышающим радиус обрабатываемой лопатки; в) обработка корытца кругом, радиус которого меньше обрабатываемого радиуса корытца

Адаптация режимов обработки, с учетом особенностей конструкции обрабатываемого изделия является одним из основных положений функционально-ориентированных технологий (ФОТ). С точки зрения ФОТ [8] каждому функциональному элементу ЛТ ГТД необходимо сообщить соответствующие функциональные воздействия, которые позволят в наиболее полной мере соответствовать действующим на него эксплуатационным воздействиям. Таким образом, для решения поставленной цели актуально применение ФОТ.

Несмотря на существующие различные схемы отделочной обработки, все они характеризуются существенным изменением режимов обработки по длине профиля пера, что вызвано его сложной геометрией. Например, если рассматривать одно сечение профиля пера, то величина радиуса спинки может быть в 10...50 раз больше радиуса входной кромки, что в свою очередь окажет непосредственное влияние на величину пятна контакта, а следовательно, и на удельное давление при обработке. Результатом этого является изменение контактных напряжений в зоне обработки. Проблему обеспечения постоянства контактных напряжений при обработке решаем в данной работе.

Для решения поставленной проблемы необходимо знать сущность происходящего процесса обработки в каждой точке профиля, который имеет сложную пространственную геометрию на всей длине пера лопатки. Решение данной проблемы требует

понимания механизма протекающего процесса, для чего необходимо знать условия контакта.

Как видно из схем обработки, представленных на рис. 1 – при обработке параметры как инструмента, так и обрабатываемой заготовки варьируются в широких пределах, что должно быть обязательно учтено при определении параметров в зоне обработки, что непосредственно отразится на изменении пятна контакта при обработке, а следовательно, и на контактных напряжениях.

Таким образом, можно выделить следующие особенности, возникающие при обработке профиля ЛТ ГТД:

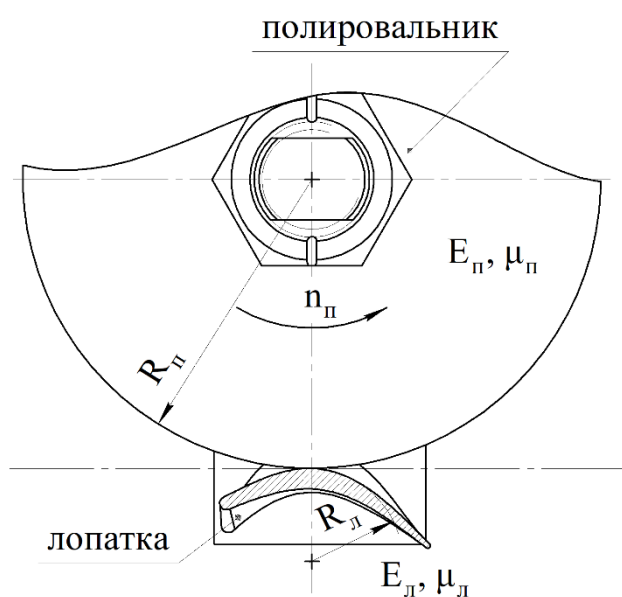


Рисунок 2. Параметры процесса полирования в зоне резания

1. Обработка корыта и спинки лопатки проходит в различных условиях, так как поверхность корыта выступает в роли лимитирующего фактора, ограничивающего радиус инструмента, и определяющего схему обработки.

2. Сложный криволинейный профиль лопатки турбины характеризует неравномерность режимов обработки как по разным конструктивным элементам профиля (спинке, корыту, входной и выходной кромкам), так и по различным сечениям пера в целом.

3. Изменяющиеся при обработке условия контакта инструмента и пера лопатки характеризуются переменным пятном контакта и удельными усилиями прижатия.

Всё вышперечисленные особенности приводят к тому, что на поверхности профиля могут образовываться участки, характеризующиеся более низким качеством обработанной поверхности, либо же со следами прижогов и полировальных дефектов, что приведет к ухудшению свойств готового изделия.

Для решения поставленной задачи применима задача о контактных напряжениях Герца. Следует отметить, что распределение контактной нагрузки по Герцу описано в справочной литературе и для основных схем выведены формулы расчета [6], полученные при следующих предположениях:

1. Напряжения в зоне контакта не превышают предела упругости;
2. Площадки контакта малы, по сравнению с поверхностями соприкасающихся тел;
3. силы давления, распределенные по поверхности контакта, нормальны к этой поверхности [9,10].

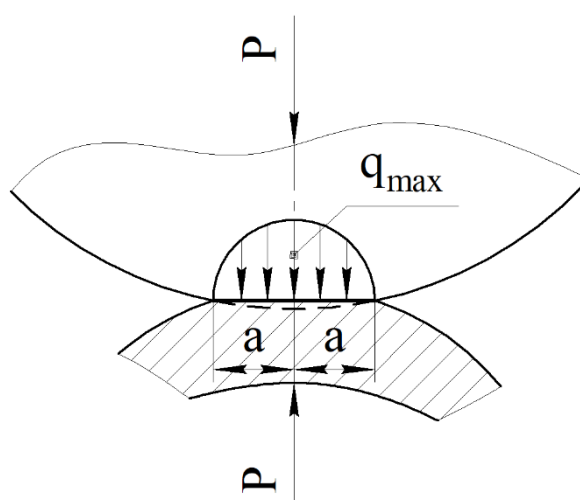


Рисунок 3. Характеристики контакта при решении задачи Герца

Параметры процесса полирования профиля лопатки представлены на рис. 2, где E_n, E_l – модуль упругости материала полировальника и лопатки соответственно, μ_n, μ_l – соответствующие коэффициенты Пуассона, R_n – радиус полировальника, R_l – радиус профиля лопатки в рассматриваемый момент контакта. При этом, под действием удельной нагрузки P (рис. 3) произойдет деформация профилей в зоне контакта полировальника и профиля лопатки, которая приведет к увеличению параметров контактной площадки [9].

Для расчетной схемы, представленной на рис. 1а, состоящей из различных материалов лопатки и полировальника, величину полуширины контактной площадки b можно определить по формуле [9]:

$$b = 1,128 \times \sqrt{\frac{P}{l} \frac{R_n R_l}{R_n + R_l} \left(\frac{1 - \mu_n^2}{E_n} + \frac{1 - \mu_l^2}{E_l} \right)}, \quad (1)$$

Максимальное напряжение в зоне контакта будет равно [9]:

$$q_{max} = 0,5642 \sqrt{\frac{P}{l} \left(\frac{\frac{R_n + R_l}{R_n R_l}}{\frac{1 - \mu_n^2}{E_n} + \frac{1 - \mu_l^2}{E_l}} \right)}, \quad (2)$$

Для расчетных схем, представленных на рис. 1б и рис. 1в формулы определения величины полуширины контактной площадки и максимального напряжения в зоне контакта приведены в таблице 1.

Таблица 1. – Основные соотношения при определении характеристик контакта

Расчетная схема, рис.1	Ширина контактной площадки, мм	Максимальное напряжение в зоне контакта
а)	$b = 1,128 \times \sqrt{\frac{P}{l} \frac{R_n R_{\pi}}{R_n + R_{\pi}} \left(\frac{1 - \mu_n^2}{E_n} + \frac{1 - \mu_{\pi}^2}{E_{\pi}} \right)}$	$q_{max} = 0,5642 \sqrt{\frac{P}{l} \left(\frac{\frac{R_n - R_{\pi}}{R_n R_{\pi}}}{\frac{1 - \mu_n^2}{E_n} + \frac{1 - \mu_{\pi}^2}{E_{\pi}}} \right)}$
б)	$b = 1,128 \times \sqrt{\frac{P}{l} \frac{R_n R_{\pi}}{R_n - R_{\pi}} \left(\frac{1 - \mu_n^2}{E_n} + \frac{1 - \mu_{\pi}^2}{E_{\pi}} \right)}$	$q_{max} = 0,5642 \sqrt{\frac{P}{l} \left(\frac{\frac{R_n + R_{\pi}}{R_n R_{\pi}}}{\frac{1 - \mu_n^2}{E_n} + \frac{1 - \mu_{\pi}^2}{E_{\pi}}} \right)}$
в)	$a = 1,145 n_a \sqrt{\frac{P}{2R_n - R_{\pi}} \frac{R_n R_{\pi}}{\left(\frac{1 - \mu_n^2}{E_n} + \frac{1 - \mu_{\pi}^2}{E_{\pi}} \right)}}$ $b = 1,145 n_b \sqrt{\frac{P}{2R_n - R_{\pi}} \frac{R_n R_{\pi}}{\left(\frac{1 - \mu_n^2}{E_n} + \frac{1 - \mu_{\pi}^2}{E_{\pi}} \right)}}$	$q_{max} = 0,365 n_p \sqrt{P \frac{\left(\frac{2R_n - R_{\pi}}{R_n R_{\pi}} \right)^2}{\left(\frac{1 - \mu_n^2}{E_n} + \frac{1 - \mu_{\pi}^2}{E_{\pi}} \right)^2}}$

Где n_a и n_b – коэффициенты уравнения эллипса касания, приведенные в таблицах [9].

Следует отметить, что исходя из приведенных уравнений на удельное усилие прижатия будут влиять как максимальные контактные напряжения в точке контакта, так и радиус профиля пера ЛТ ГТД. Исходя из особенностей конструкции, радиус профиля всегда будет переменным, а максимальные контактные напряжения, для решения поставленной задачи, должны иметь постоянное значение – из уравнения (2) получим формулу, для нахождения удельного усилия прижатия в рассматриваемой точке:

$$P = \frac{q_{max}^2}{0,318 \left(\frac{\frac{R_n + R_{\pi}}{R_n R_{\pi}}}{\frac{1 - \mu_n^2}{E_n} + \frac{1 - \mu_{\pi}^2}{E_{\pi}}} \right)}, \tag{3}$$

Аналогично, для расчетных схем рис. 1б, и рис. 1в полученные формулы будут соответственно:

$$P = \frac{q_{max}^2}{0,318 \left(\frac{\frac{R_n - R_{\pi}}{R_n R_{\pi}}}{\frac{1 - \mu_n^2}{E_n} + \frac{1 - \mu_{\pi}^2}{E_{\pi}}} \right)}, \tag{4}$$

$$P = \frac{q_{max}^3}{0,365^3 n_p^3 \frac{(2R_d - R_n)^2}{R_d R_n} \left(\frac{1 - \mu_d^2}{E_d} + \frac{1 - \mu_n^2}{E_n} \right)^2}, \quad (5)$$

Задавшись такими исходными данными, как усилие прижима лопатки к полировальнику 100 Н [11] и переменным радиусом профиля лопатки, в пределах от 1 до 100 мм, и подставив их в уравнения (3), (4) и (5) получили следующие зависимости максимальных контактных напряжений, в зависимости от обрабатываемого радиуса лопатки (рис. 4). Радиусы профиля лопатки для схем б) и в) не рассматривались со значениями менее 20 мм, в связи с тем, что конструктивно на профиле корытца они не применяются.

Приведенный график наглядно демонстрирует, что при существенном уменьшении обрабатываемого радиуса заготовки значительно возрастают максимальные контактные напряжения, при одинаковом усилии прижима. Это объясняется существенным уменьшением пятна контакта, при обработке таких участков. Как говорилось ра-

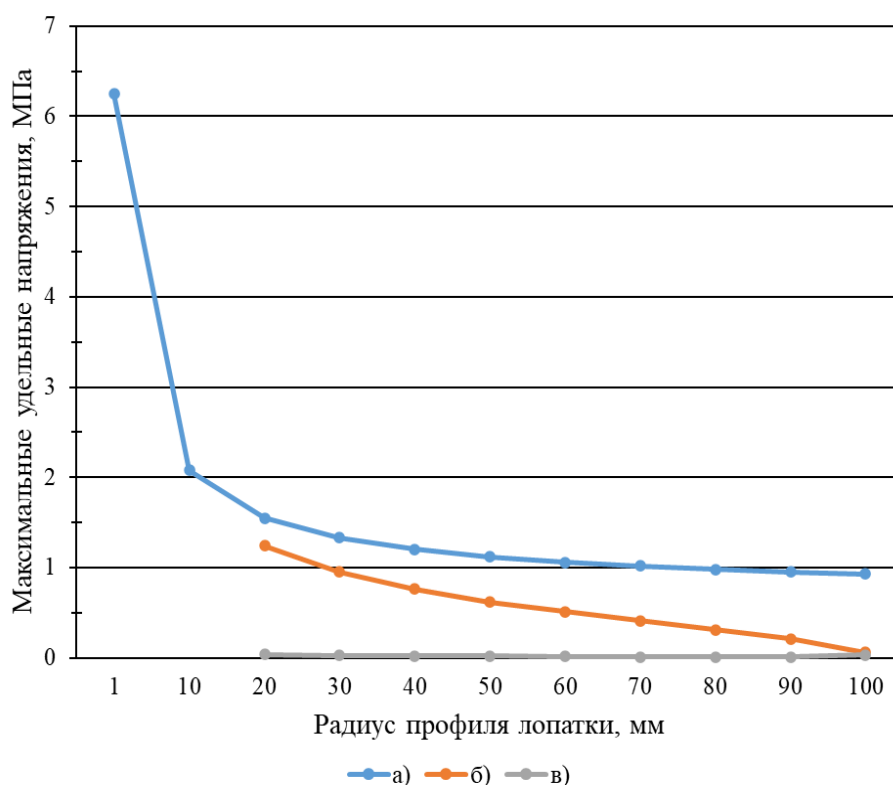


Рисунок 4. График изменения максимальных контактных напряжений при изменении обрабатываемого радиуса профиля для рассматриваемых схем обработки

нее, отделочная обработка лопаток в большинстве случаев проводится в ручном режиме, что существенно усложняет как контроль, так и воспроизведение требуемых режимов обработки.

В соответствии с поставленной целью, для обеспечения постоянства процесса обработки, необходима адаптация режимов обработки, а именно усилия прижима, при обработке криволинейного сложного профиля пера лопатки. При этом, для процесса

адаптации режимов обработки необходимо знать: размеры профиля пера в различных сечениях, исходные режимы обработки, которые лягут в основу и применяемую технологию обработки. Зная эти параметры, на основании уравнений (3), (4), (5), в зависимости от применяемых схем обработки, можно определить граничные условия, ограничивающие применение исходных режимов обработки. Далее следует процесс выявления характерных зон, с подобными условиями процесса обработки, и определение режимов полирования, с учетом сформированных ранее граничных условий. Графически, данный процесс можно представить в виде алгоритма, приведенного на рис. 5.

На основе приведенных результатов, полученных с помощью компьютерного



Рисунок 5. Блок-схема процесса адаптации процесса при обработке сложного криволинейного профиля ЛТ ГТД

моделирования, можно утверждать, что при обработке сложного пространственного профиля в характерных точках каждого сечения наблюдаются существенные изменения в протекающих процессах полирования, что обусловлено переменной шириной пятна контакта и изменяющимся удельным давлением. При этом, эти изменения необходимо учитывать при разработке технологического процесса отделочной обработки, для обеспечения требуемого результата. Так, при реализации функционально-ориентированного технологического процесса, при определении функциональных воздействий в каждой точке профиля пера, необходимо учитывать изменения пятна контакта и, следовательно, возникающих максимальных напряжений, обусловленные особенностями геометрии ЛТ ГТД.

3. Заключение

Таким образом, на основании анализа особенностей схем обработки сложного криволинейного профиля ЛТ ГТД, и существующих частных вариантов решения контактной задачи Герца, получили:

- расчетные схемы для наиболее распространенных операций полирования дисковыми полировальниками профиля пера;
- уравнения для определения требуемого усилия прижима заготовки, в процессе полирования, для обеспечения постоянства контактных напряжений в процессе обработки;
- влияние переменного радиуса профиля пера, на изменение максимальных контактных напряжений для каждой из приведенных схем;

- характерные зоны профиля, при обработке которых возникают максимальные контактные напряжения.

При отделочной обработке ЛТ ГТД наблюдается существенное изменение возникающих максимальных напряжений, обусловленное сложным профилем и переменными удельными усилиями прижима. Проектирование технологического процесса с учетом этого непостоянства позволит обеспечить более равномерную обработку поверхности, без увеличения длительности обработки.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Роботизированная адаптивная размерная полировка компрессорных и турбинных лопаток / Р. М. Мубаракшин, М. Д. Дическул, Н. Н. Николаев [и др.] // *Авиационные двигатели*. – 2021. – № 4(13). – С. 51-62. – DOI 10.54349/26586061_2021_4_51. – EDN YGFKKK.

2. Макаров, В. Ф. Оптимизация процесса полирования лопаток газотурбинных двигателей из титановых сплавов / В. Ф. Макаров, Е. Н. Бычина // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. – 2011. – № 4-3(288). – С. 41-47. – EDN ТКСНКВ.

3. Наукоемкие технологии в машиностроении / А. Г. Суслов, Б. М. Базров, В. Ф. Безъязычный и др.; под ред. А. Г. Суслова. – Москва: Машиностроение, – 2012. – 528 с. – ISBN 978-5-94275-619-2.

4. Макаров, В. Ф. Разработка высокоэффективных технологических процессов обработки деталей газотурбинных двигателей для авиации и наземных установок / В. Ф. Макаров // *Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева*. – 2017. – № 1(40). – С. 159-166. – EDN YOYBXN.

5. Макаров, В. Ф. Проблемы автоматизации финишной обработки сложнопрофильных поверхностей лопаток ГТД / В. Ф. Макаров, В. А. Жукотский, Е. Н. Бычина // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. – 2016. – № 8-2. – С. 52-55. – EDN WLXUTT.

6. Михайлов, Д. А. Некоторые особенности полировки криволинейных поверхностей лопаток ГТД из титановых сплавов / Д. А. Михайлов // . – 2014. – № 3(49). – С. 120-127. – EDN TPNXPT.

7. Процессы механической и физико-химической обработки в производстве авиационных двигателей / А. Г. Бойцов, А. П. Ковалев, А. С. Новиков [и др.]. – Москва: Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, 2007. – 584 с. – ISBN 978-5-7038-3044-4. – EDN ZCLDPD.

8. Михайлов, А. Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения / А. Н. Михайлов; Д. А. Михайлов. – Донецк: Технополис, 2009. – 346 с. – ISBN 9667907244.

9. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с. – ISBN 5-12-000299-4.

10. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – Москва: Машиностроение, 1993. – 640 с. – ISBN 5-217-01304-0.

11. Тонкие доводочные процессы обработки деталей машин и приборов / П. И. Ящерицын, А. Г. Зайцев, А. И. Барботько. – Минск: «Наука и техника», 1976. – 328 с.

Поступила в редколлегию 05.02.2023 г.

УДК 621.789

¹Е. В. Овчинников, д-р техн. наук, проф., ²Н. М. Чекан, канд. физ.-мат. наук,²И. П. Акула, канд. техн. наук, ³Т. И. Пинчук, инженер¹Гродненский государственный университет им. Янки Купалы, г. Гродно, Беларусь²Физико-технический институт НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь³Институт порошковой металлургии НАН Беларуси, г. Минск, БеларусьТел. /Факс: +375 (152) 684108; E-mail: ovchin@grsu.by

МОРФОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ВЫСОКОЭНТРОПИЙНЫХ ВАКУУМНЫХ ПОКРЫТИЙ.

В статье рассмотрены вопросы связанные с исследованием морфологии высокоэнтروпийных покрытий методами оптической и атомно-силовой микроскопии. Данные тонкослойные защитные слои формировали на металлическом субстрате по технологии ионно-плазменного распыления. Установлено, что в результате применения данной методики осаждения покрытий сложного химического состава в структуре формируются нанофазы. В зависимости от технологических режимов формирования покрытий, а также от химического состава защитных слоев концентрация наноструктур существенно изменятся. Проведенные исследования по определению значений удельной поверхностной энергии, сформированных высокоэнтропийных покрытий методом ионно-плазменного распыления, также показывают о взаимосвязи между технологией формирования покрытия и данным параметром. Таким образом, показана взаимосвязь между концентрацией наноструктур в высокотвердом покрытии сложного химического состава со значениями удельной поверхностной энергии данных защитных слоев.

Ключевые слова: ионно-плазменное осаждение, покрытие, поверхностная энергия, морфология, свойства

Y. V. Auchynnikau, N. M. Chekan, I. P. Akula, T. I. Pinchuk

MORPHOLOGICAL FEATURES OF HIGH-ENTROPY VACUUM COATINGS.

The article deals with issues related to the study of the morphology of high-entropy coatings by optical and atomic force microscopy. These thin-layer protective layers were formed on a metal substrate using the ion-plasma sputtering technology. It has been established that as a result of the application of this technique for the deposition of coatings of complex chemical composition, nanophases are formed in the structure. Depending on the technological regimes for the formation of coatings, as well as on the chemical composition of the protective layers, the concentration of nanostructures will change significantly. The studies conducted to determine the values of the specific surface energy formed by high-entropy coatings by the ion-plasma sputtering method also show the relationship between the technology of coating formation and this parameter. Thus, the relationship between the concentration of nanostructures in a highly hard coating of a complex chemical composition and the values of the specific surface energy of these protective layers has been shown.

Keywords: ion-plasma deposition, coating, surface energy, morphology, properties

1. Введение. Поверхностное, структурное и химическое модифицирование материалов, нанесение тонких плазмохимических покрытий на рабочие поверхности изделий являются одним из наиболее эффективных технологических методов повышения их эксплуатационных свойств [1] – [3]. При этом достигаемый эффект зависит от большого числа факторов, среди которых наиболее важным является выбор оптимальных по химическому составу и свойствам материала покрытия и технологии его формирования.

Следует отметить, что в настоящее время достаточно полно разработаны физико-химические основы процессов формирования покрытий из порошковых материалов [4], расплавов [5] и растворов полимеров [6], полимеризацией мономеров в газовой фазе [24]. Предложены высокоэффективные технологии формирования металлических и полимерных покрытий различного назначения [5] – [7], получена обширная информа-

ция о физико-химических и механических свойствах тонкопленочных материалов, их связи и зависимости от технологических режимов и условий формирования [2] – [5].

Использование металлорежущего инструмента с антиадгезионным, антифрикционным тонким покрытием (0,5 – 10 мкм) обеспечивает ряд важных преимуществ по отношению к базовому инструменту: повышение производительности обработки резанием в 1,7 – 4 раз, увеличение срока службы инструмента до 1,5 – 10 раз при обработке конструкционных сталей, до 4 раз – при резании коррозионностойких и жаропрочных сталей, в 1,5 – 2,5 раза – при обработке титановых и никелевых сплавов. Основными особенностями как тонких металлических, так и полимерных покрытий являются их достаточно высокая структурная неоднородность, зависимость свойств от толщины слоя и природы материала подложки, на поверхность которой они осаждаются. Под действием поля твердой поверхности в слоях тонкослойного покрытия, находящихся в контакте с подложкой (граничных слоях), протекают специфические процессы структурной перестройки [6]. Если толщина покрытия соизмерима с толщиной граничного слоя, то возникает ряд эффектов, обусловленных термодинамической неустойчивостью пленочных систем [7]. Технология атомно-силовой микроскопии (АСМ) является незаменимым инструментом для изучения характеристик поверхности, особенно в наномасштабе. Большое количество литературных источников показывает, что технология АСМ широко используется в различных областях, таких как материаловедение, физико-химия поверхности, электроника, медицина, молекулярная биология и физика [8] – [14].

АСМ использует кантилевер с нанозондом для сканирования поверхности и измерения взаимодействия между поверхностью образца и наконечником зонда для изображения. АСМ включает проводящий кантилевер зонда, платформу образца, соединенную с пьезоэлектрической трубкой, систему тестирования зондов и систему компьютерного мониторинга и управления. В принципе, положение зонда АСМ фиксировано, а платформа образца может перемещаться в направлениях x , y и z с помощью пьезоэлектрической трубки, точность движения контролируется в области 1,0 нм в зависимости от модели микроскопа.

В ходе исследований применялся АСМ контактного режима для изучения морфологии поверхности покрытий из $AlTiSi(C,N)$ с диапазоном сканирования 20×20 мкм. Чтобы получить среднюю шероховатость поверхности, три разных образца при тех же условиях осаждения наблюдались, а затем анализировались программным обеспечением. Кроме того, параметры шероховатости были использованы для определения характеристики трансформирования морфология поверхности покрытий в зависимости от технологии. Средняя шероховатость (R_a), среднеквадратичный параметр шероховатости (R_q) и максимальной шероховатости (R_z) использовались для исследования поверхности различных образцов. Согласно [10, 11] высота (i, j) точки измерения ($Z(i, j)$), параметры шероховатости были определены следующим образом (3).

$$R_a = \frac{1}{N_x N_y} \sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_y} |z(i, j) - z_{mean}|$$

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{N_y N_x} \sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_y} (|z(i, j) - z_{mean}|)^2} \quad (3)$$

$$R_z = Z_{\max}(x_i, y_i) - Z_{\min}(x_i, y_i)$$

где z_{mean} — средняя высота изображения,

$$z_{\text{mean}} = \frac{1}{N_y N_x} \sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_y} (z(i, j));$$

N_x и N_y — количество точек сканирования по оси x и оси Y соответственно;

z_{mean} — средняя высота всех измеренных точек.

Целью исследований является изучение морфологии высокоэнтропийных сверхтвердых покрытий в зависимости от технологических условий получения.

2. Методика эксперимента.

В качестве объекта исследований использовали покрытия AlTiSi (C,N) покрытия. Нанесение покрытий осуществлялось в вакуумной установке УВНИПА-1-001, оборудованной катодно-дуговым испарителем с системой электромагнитной фильтрации плазмы, а также ионным источником ИИ-4-0,15. В качестве подложек использовал различные марки стали 45. Поверхность подложек из стали подвергали закалке до HRC 53 – 60 и шлифовке до чистоты не ниже 10 класса.

Для удаления тонкого приповерхностного слоя толщиной порядка 100 – 300 нм, содержащего загрязнения, перед нанесением покрытия образцы подвергались интенсивной обработке высокоэнергетичными ионами аргона.

Условия формирования покрытий в зависимости от номера субстрата следующие: покрытие на образце №1 – слой AlTiSi (ток 55 А, напряжение смещения минус 100 В); №2 – слой AlTiSi (ток 55 А, напряжение смещения минус 100 В) + слой AlTiSiN (ток 55 А, напряжение смещения минус 50 В, $P_{N_2} \sim 1,1 \cdot 10^{-2}$ Па); №3 – слой AlTiSi (ток 55 А, напряжение смещения минус 100 В) + слой AlTiSiN (ток 55 А, напряжение смещения минус 50 В, $P_{N_2} \sim 1,8 \cdot 10^{-2}$ Па); №4 – слой AlTiSi (ток 55 А, напряжение смещения минус 100 В) + слой AlTiSiNC (ток 55 А, напряжение смещения минус 50 В, $P_{N_2} \sim 1,8 \cdot 10^{-2}$ Па, $P_{C_2H_2} \sim 0,8-1,0 \cdot 10^{-2}$ Па)

Особенности строения граничных слоев в нанокпозиционных покрытиях функционального назначения исследовали с привлечением современных методов: растровой электронной, атомно-силовой микроскопии.

Морфологию покрытий исследовали на атомно-силовом микроскопе NT-206 производства ОДО «Микротестмашины» г. Гомель. Топографию защитных слоев определяли на профилометре «Surftest SJ-210».

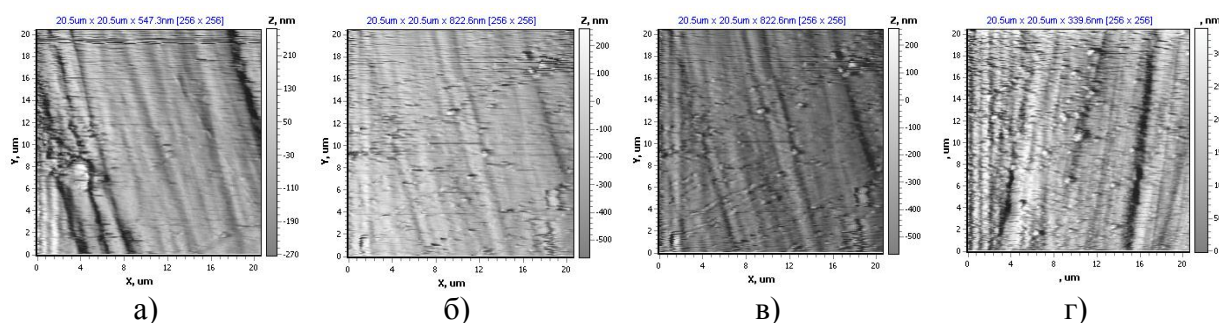
Статистическую обработку экспериментальных данных осуществляли стандартными методами математической статистики, определяя значения среднеквадратичного отклонения и границы доверительных интервалов по критерию Стьюдента при уровне надежности 0,95. Число параллельных испытаний во всех экспериментах составляло не менее 5.

3. Результаты исследований. Изображения морфологии поверхности и профиля стальной подложки получали с помощью АСМ. Данные исследований представлены на рис.1. Как показано, поверхность стальной подложки имеет множество микроцарапин и микровыпуклостей со средней шероховатостью 20 – 40 нм и средней квадратичной шероховатостью 30 – 60 нм соответственно.

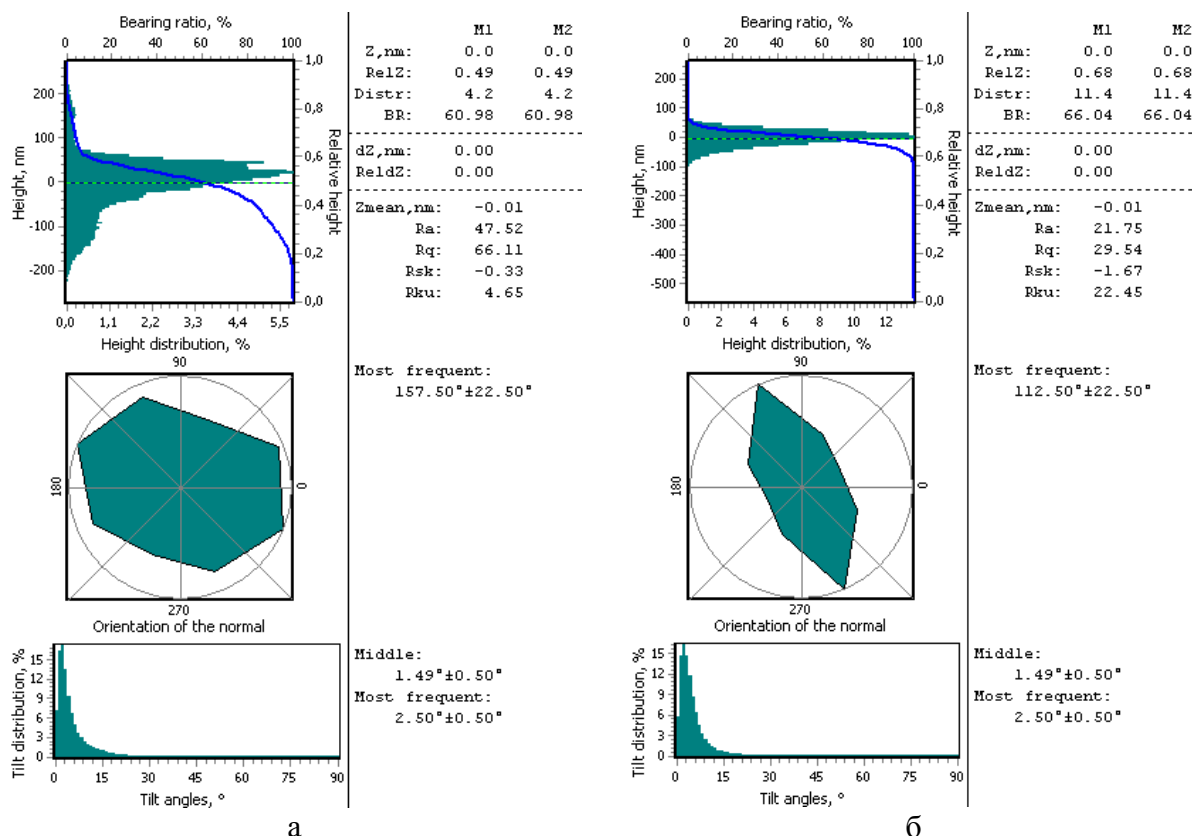
Чтобы получить полную информацию о топографии поверхности исследуемых образцов проводили съемку образца во взаимно перпендикулярных направлениях. Показано, что независимо от направлений съемки образца наблюдалось наличие крупных микроцарапин шириной 5 – 20 мкм и глубиной 50 – 120 нм, как показано на рис. 2 – 3(а).

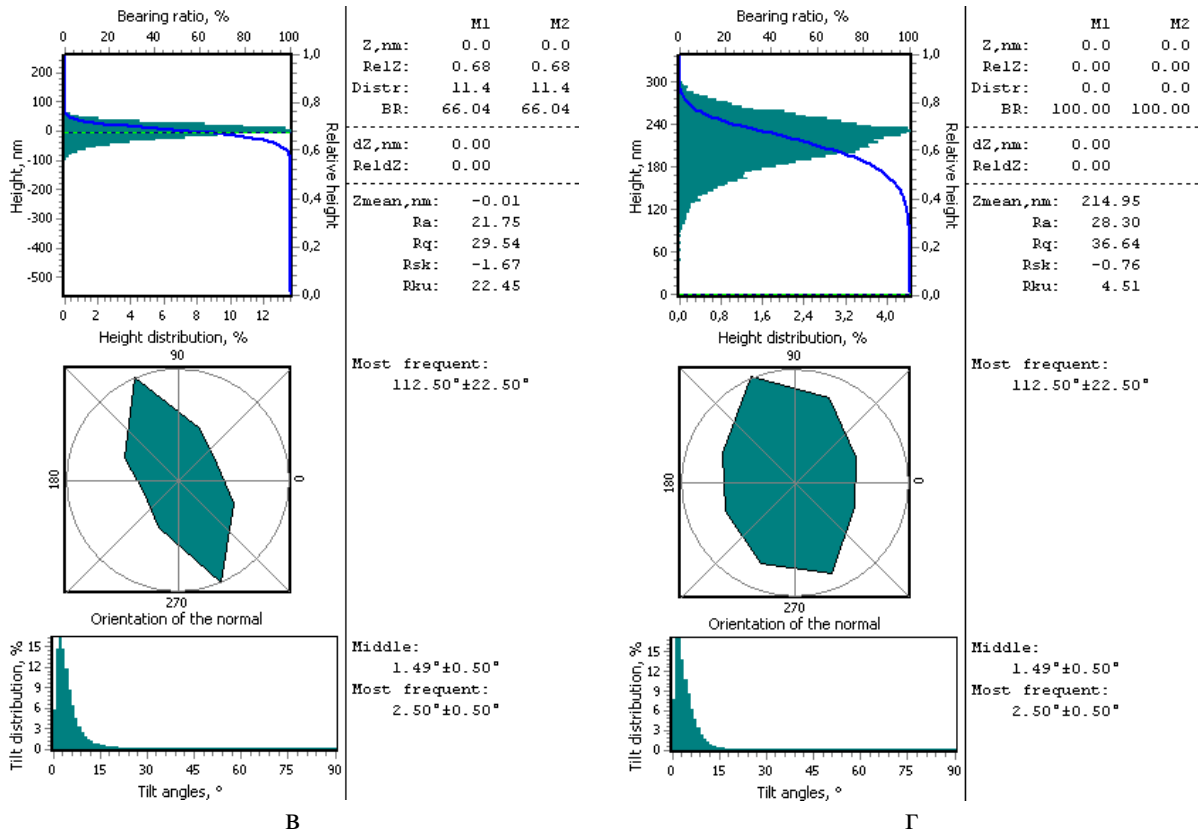
Наоборот, размеры зернистых структур очень малы по сравнению с микроцарапинами. Гранулированные структуры имеют размер 100 – 500 нм и глубину 5 – 50 нм. В заключение, можно констатировать, что образцы исходной стали имеют относительно гладкую структуру поверхности с низкими параметрами шероховатости по отношению к покрытиям, сформированным на данных субстратах.

На рис. 4 – 7 представлены данные атомно-силовой микроскопии по изучению морфологии и топографии покрытий AlTiSi(C,N).



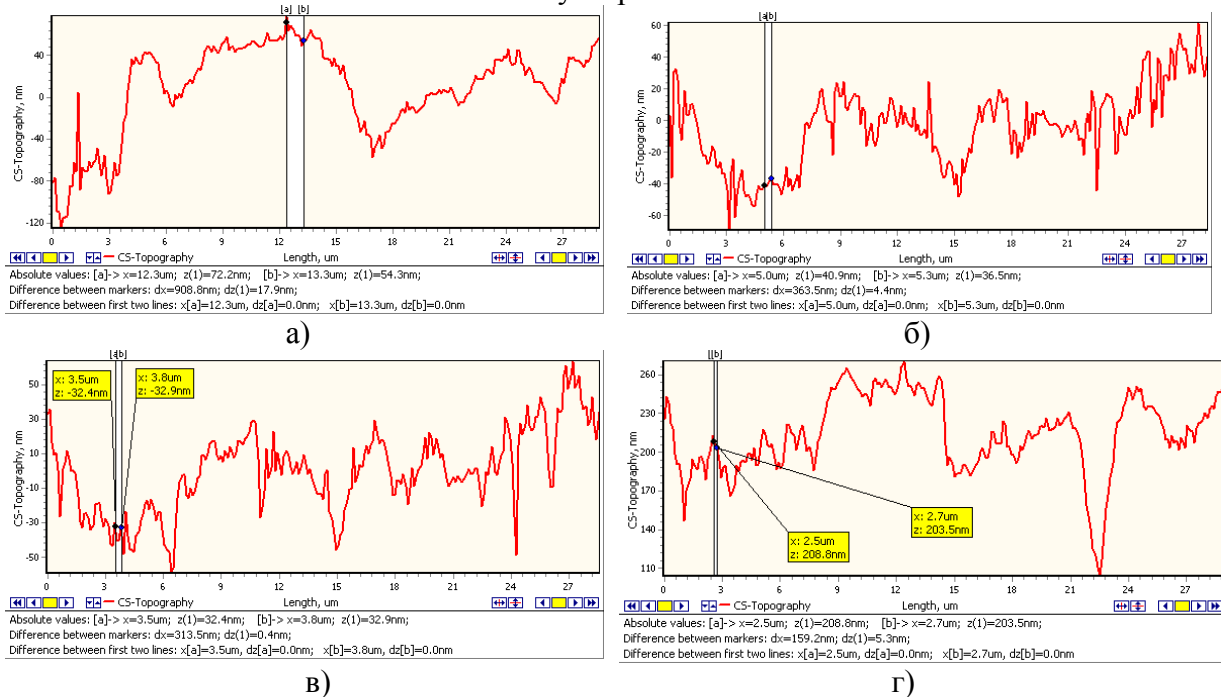
а – образец №1; б – образец №2; в – образец №3; г – образец №4.
 2D-изображение получено методом АСМ. Площадь сканирования 20×20 мкм
 Рисунок 1. Морфология поверхности исходной стали 45 исследуемых образцов.





а – образец №1; б – образец №2; в – образец №3; г – образец №4. Результаты получены на основании метода АСМ. Площадь сканирования 20×20 мкм

Рисунок 3. Зависимости распределения и ориентации вещества в поверхностных слоях субстрата



а – образец №1; б – образец №2; в-образец №3; г-образец №4. Рисунок 4. Топография поверхности исходной стали 45 исследуемых образцов.

Профиль получен методом АСМ. Площадь сканирования образца 20×20 мкм

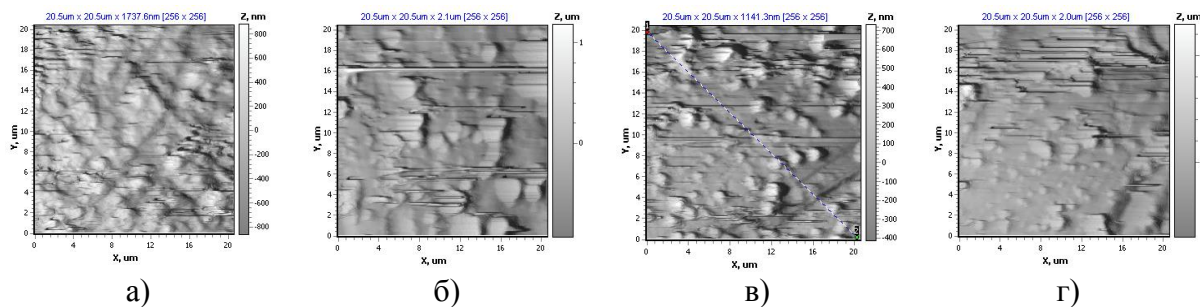
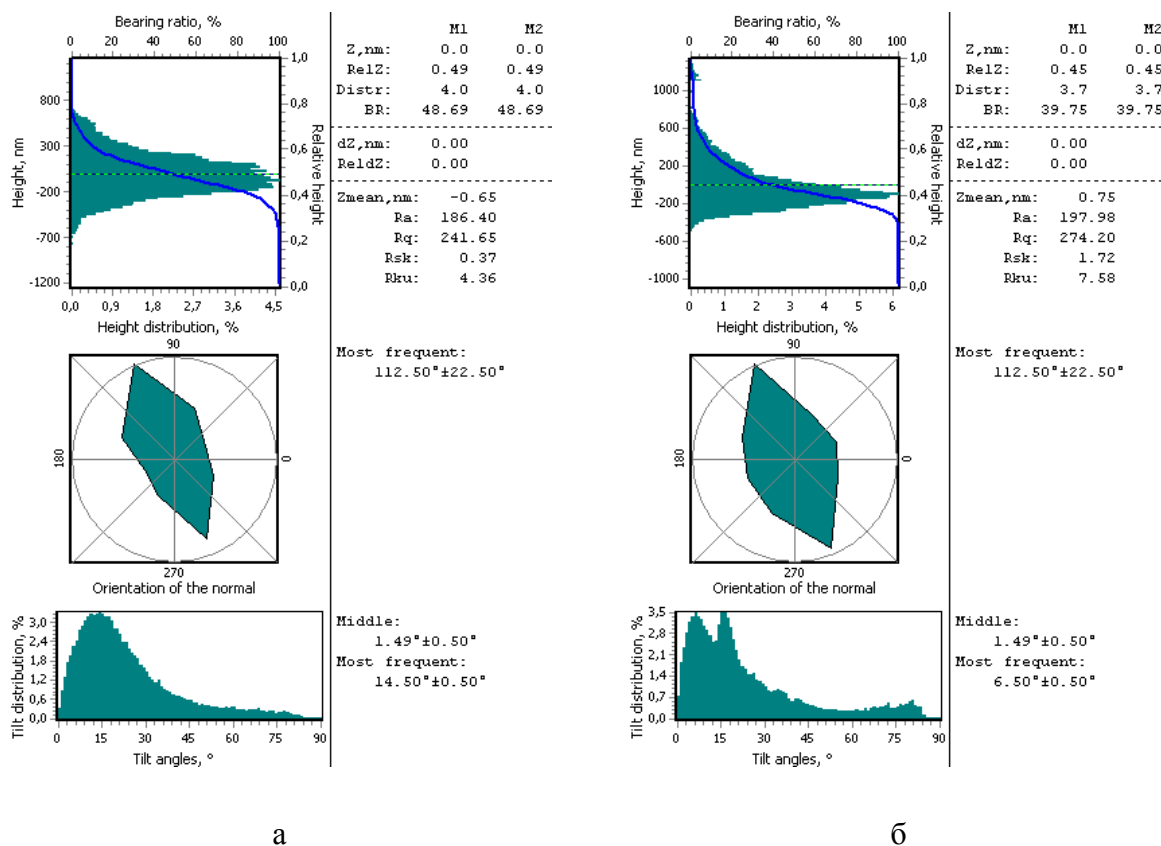


Рисунок 5. Морфология поверхности покрытий алтинов (AlTiSi(N,C)) на стали 45: а – образец №1 с покрытием; б – образец №2 с покрытием; в – образец №3 с покрытием; г – образец №4 с покрытием. 2D-изображение получено методом АСМ. Площадь сканирования 20×20 мкм



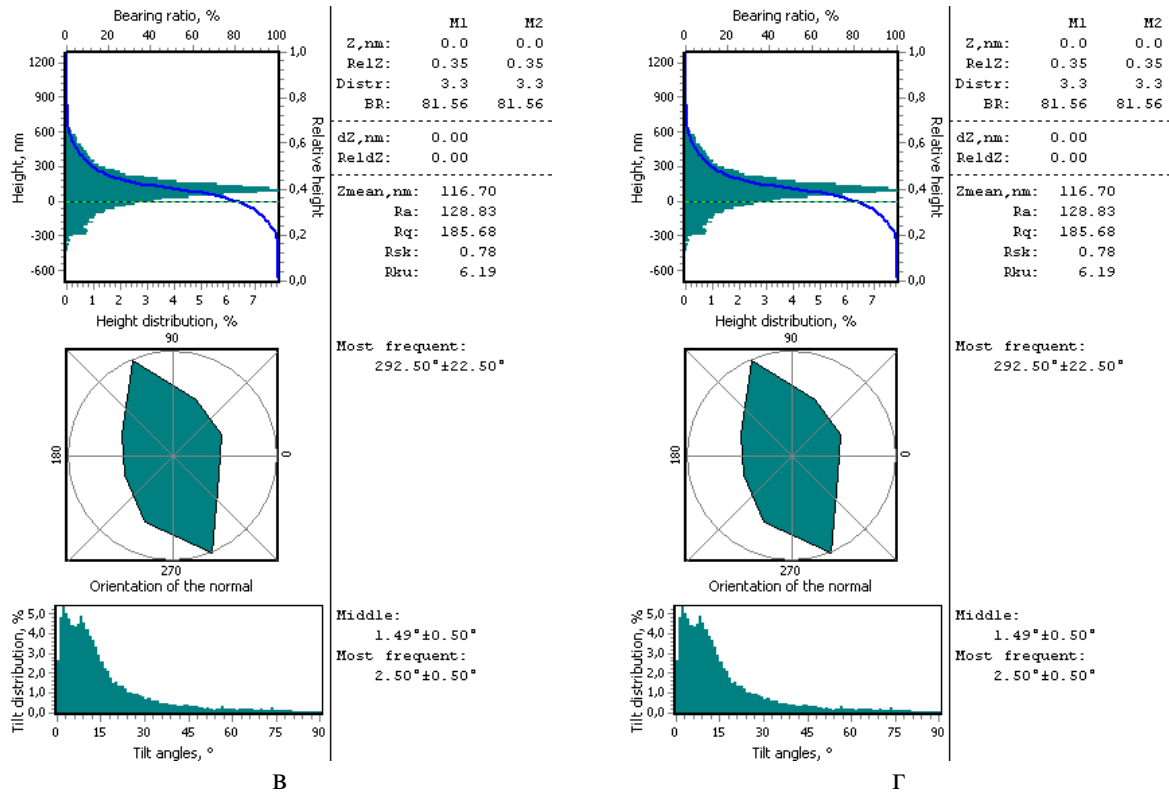


Рисунок 6. Зависимости распределения и ориентации вещества в поверхностных слоях покрытий алтинов (AlTiSi (N,C)), сформированных на стали 45: а – образец №1 с покрытием; б – образец №2 с покрытием; в – образец №3 с покрытием; г – образец №4 с покрытием. 2D-изображение получено методом АСМ. Площадь сканирования 20×20 мкм

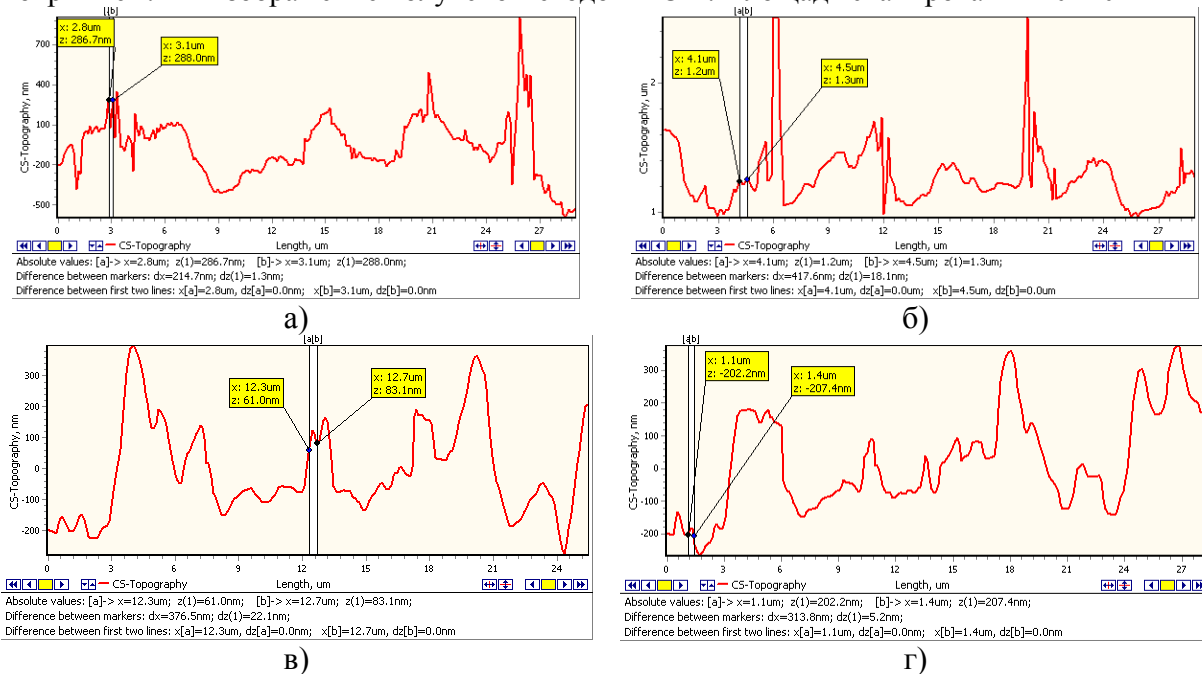


Рисунок 7. Топография поверхностных слоев покрытий алтинов (AlTiSi (N,C)), сформированных на стали 45 : а – образец №1 с покрытием; б – образец №2 с покрытием; в – образец №3 с покрытием; г – образец №4 с покрытием. Данные получены методом АСМ. Площадь сканирования 20×20 мкм.

Исходя из представленных данных, в структуре покрытий образуется достаточно большое количество образований сферической формы, латеральные размеры которых находятся в нанодиапазоне. Размеры и форма получаемых образований зависят от технологических режимов формирования покрытий. Так, морфология покрытия AlTiSi характеризуется большим количеством крупных глобулярных образований с невысокой высотной характеристикой по оси Z. Введение в вакуумную камеру азота приводит к дальнейшему укрупнению глобулярных структур с увеличением размеров по оси Z, с уменьшением концентрации в поверхностных слоях покрытия. Увеличение концентрации азота в вакуумной камере при формировании покрытия приводит (образец №3 с покрытием) к увеличению концентрации сферических образований с уменьшением латеральных размеров в плоскости XY.

Условия формирования покрытий оказывают существенное влияние на морфологию, формируемых защитных слоев на субстратах из стали 45.

Согласно представленных данных на рис. 8 – 9 исходные подложки полировались до 10 класса чистоты поверхности и выше. Параметры R_a и R_z исследуемых исходных параметров представлены в таблице 1.

Исходная морфология субстратов при характеризуется сглаженной поверхностью, в которой в ряде случаев наблюдаются дефекты, обусловленные процессом полирования. Наличие данных дефектов мало по сравнению с общей площадью образца. Формирование покрытий на исходных стальных субстратах приводит к существенному изменению морфологии модифицируемых подложек.

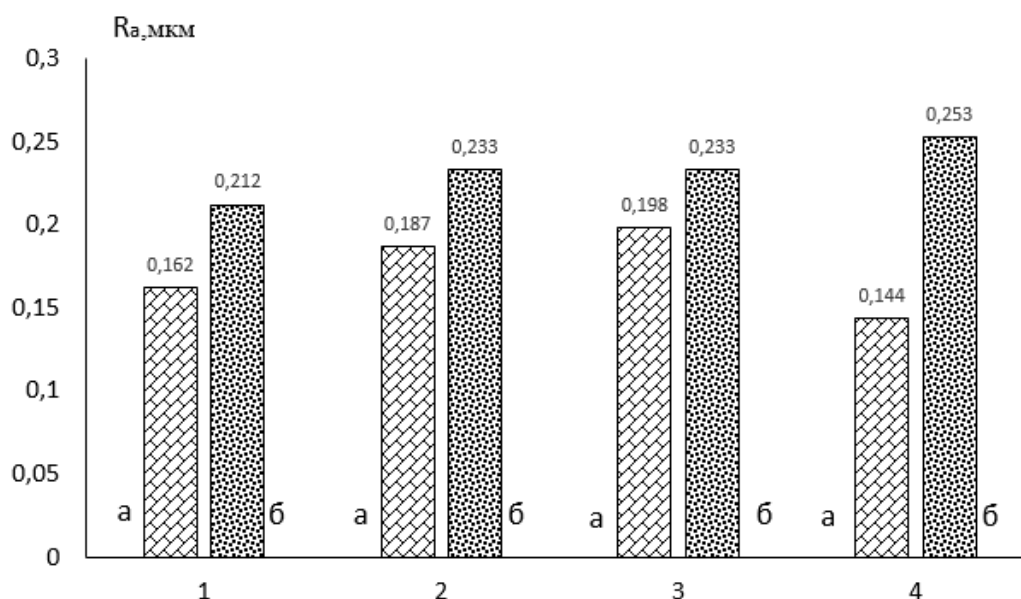


Рисунок 8. Зависимость параметра шероховатости, исследуемых исходных образцов (а) и образцов с покрытием (б): 1 – образец №1; 2 – образец №2; 3 – образец №3; 4 – образец №4.

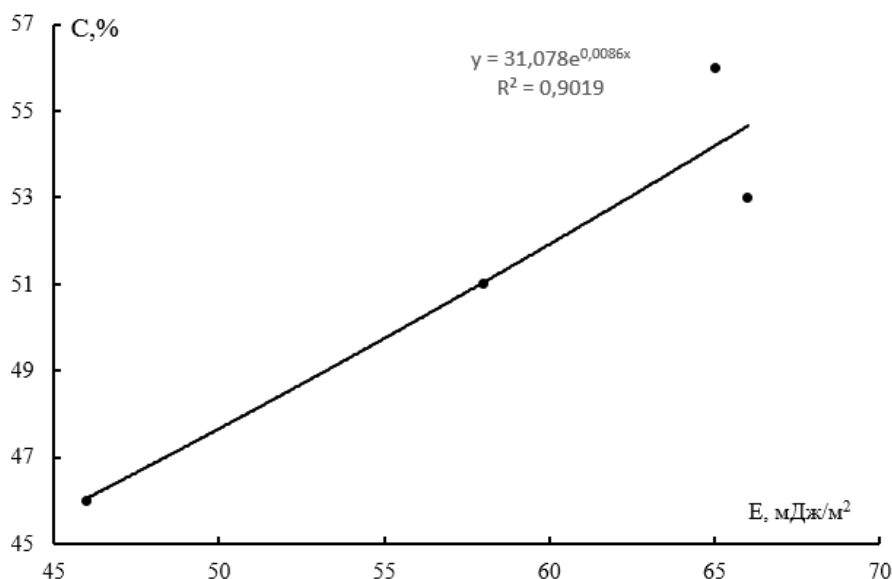


Рисунок 9. Зависимость низкоразмерных частиц в структуре высокоэнтропийных покрытий от значений удельной поверхностной энергии, зависящей от условий формирования защитных вакуумных слоев.

В покрытиях AlTiSi(C,N) наблюдается большое количество включений находящихся по размерам в микронной области. Данные образования являются агломератами более низкоразмерных частиц. Возможно, данные частицы являются фазами трехкомпонентных и более соединений, наподобие МАХ-фаз. Проведенный анализ по определению количества данных частиц в исследуемых образцах показал зависимость концентрации данных частиц от значений удельной поверхностной энергии, которая определялась условиями формирования покрытий (рисунок 9).

Заключение. Изменение значений такого параметра, как напряжением смещения с минус 100 В до минус 50 В, также изменяет морфологию покрытий наблюдается уменьшение латеральных размеров глобулярных образований с дальнейшим ростом их концентрации в структуре покрытия. В результате наблюдается корреляция данных оптической микроскопии с данными атомно-силовой микроскопии, свидетельствующая о формировании нанофазных объектов в структуре покрытий, которые должны приводить к существенным изменениям физико-механических характеристик.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Полевой С. Н., Упрочнение машиностроительных материалов / С. Н. Полевой, В. Д. Евдокимов. – М.: Машиностроение, 1994. – 496 с.
2. Чеботаровский, В. В. Технология лакокрасочных покрытий в машиностроении / В. В. Чеботаровский, Э. К. Кондратов. – М.: Машиностроение, 1978. – 295 с.
3. Ткачук, Б. В. Получение тонких полимерных покрытий из газовой фазы / Б. В. Ткачук, В. М. Колотыркин. – М.: Химия, 1977. – 216 с.
4. Белый, В. А. Полимерные покрытия / В. А. Белый, В. Д. Довгяло, О. Р. Юркевич. – Мн.: Наука и техника, 1976. – 416 с.
5. Корякина, М. И. Технология полимерных покрытий / М. И. Корякина, В. Е. Попцов – М.: Химия, 1983. – 336 с.

6. Яковлев, Д. Д. Химия и технология лакокрасочных покрытий / Д. Д. Яковлев – Л.: Химия, 1981. – 352 с.
7. Ясуда, Х. Полимеризация в плазме / Х. Ясуда – М.: Мир, 1988. – 376 с.
8. Овчинников, Е. В. Формирования тонкопленочных покрытий при воздействии технологических факторов / Е. В. Овчинников // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов – Вып. 1, 2 (45). – Донецк: ДонНТУ, 2013. – С. 197-205.
9. Дерягин, Б. В. Теория устойчивости коллоидов и тонких пленок. / Б. В. Дерягин – М.: Наука, 1986. – 206 с.
10. Lofaj, F. [et al.] Nanoindentation, AFM and tribological properties of thin nc-WC/a-C coatings / J. Eur. Ceram. Soc. – 2012. – Vol. 32. – P. 2043–2051.
11. Elia G. [et al.] Ethanol effect on gold nanoparticle aggregation state and its implication in the interaction mechanism with DNA / J. Colloid Interface Sci. – 2018. – Vol. 529. – P. 65–76.
12. Овчинников, Е. В. Высокотемпературные многослойные покрытия на основе многокомпонентных соединений / Е. В. Овчинников [и др.] // Веснік Гродзенскага дзяржаўнага ўніверсітэта імя Янкі Купалы. – Сер. 6. Тэхніка. – 2017. – Т. 7. – № 2. – С. 6-17.
13. Shi X.N. [et al.] Atomic force microscopy-Scanning electrochemical microscopy (AFM-SECM) for nanoscale topographical and electrochemical characterization: principles, applications and perspectives // Electrochim. Acta. – 2020. – Vol. 332. – P. 135472.
14. Овчинников, Е. В. Особенности наноструктурированных покрытий при воздействии энергетических факторов / Е. В. Овчинников // Веснік ГрДУ, сер. 6. – 2011. – № 1 (116). – С. 5-13.

Поступила в редколлегию 06.02.2023 г.

УДК 621.91. 621.833. 658.58

В. А. Сидоров, д-р техн. наук, доцент, **В. П. Цокур**, канд. техн. наук, доцент,
Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Россия
Тел. / Факс: +7 949 312 79 13; E-mail: sidorov_va58@mail.ru

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРИЧИНЫ ИЗНОСА КРУПНОМОДУЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В статье приведены результаты исследования причин выхода из строя много модульных зубчатых передач, проанализирована технологическая цепочка изготовления зубчатых передач, приводятся дефекты на зубьях и объясняется причина появления этих дефектов.

Ключевые слова: зубчатое колесо, модуль, отказ, скол.

V. A. Sidorov, V. P. Tsokur

TECHNOLOGICAL CAUSES OF WEAR OF LARGE-MODULE GEARS

The article presents the results of a study of the causes of failure of large modular gears, the technological chain of gear manufacturing is analyzed, defects on the teeth are given and the reasons for the appearance of these defects are explained.

Keywords: gear wheel, module, failure, chipping, cracks.

Введение

Обычно крупно модульные зубчатые передачи находятся в непрерывной эксплуатации несколько десятилетий. Постепенное накопление повреждений позволяет подготовиться и провести плановую замену при проведении капитальных ремонтов. Крупно модульные зубчатые колёса механизмов подъёма литейных кранов, редукторов привода прокатных валков и др. характеризуются индивидуальностью изготовления, передачей значительных крутящих моментов, относительно низкой частотой вращения [1, 2, 3].

Эти реверсивные передачи в открытом исполнении подвержены абразивному износу, влиянию переменных динамических нагрузок. Их следует рассматривать в комплексе конкретных условий эксплуатации, так как от них требуется безотказность, долговечность, что обеспечивает непрерывность технологического процесса [4]. Внезапные отказы передач: поломки и сколы зубьев, ускоренный износ, приводят к аварийной ситуации и увеличивают затраты на ремонт. При эксплуатации зубчатого зацепления с модулем 15...35 мм наблюдается ускоренный износ шестерни, по сравнению с износом колеса из-за различия в циклах нагружения. Для восстановления работоспособности зацепления, заменяют изношенную шестерню, но не всегда новая шестерня обеспечивает необходимую работоспособность. Повторная установка шестерен при ремонтах допускается в случаях, если износ по профилю зуба не превышает 50% предельно допустимого. Возможна установка шестерён с большим износом, если гарантируется, что износ до следующего капитального ремонта не превысит предельно допустимых размеров.

Классификация причин отказов, показанная в работе Ловчиновского Э.В. [5], включает группы причин: ошибки при конструировании, технологические отклонения изготовления и нарушения условий эксплуатации. Некоторые наблюдения в последовательности определения причин неисправностей и форм их проявления относительно крупномодульных зубчатых колёс машин горно-металлургического комплекса приве-

денные в работах [6, 7, 8, 9] не могут охватить всего многообразия поломок.

Некоторые, из возможных технологических причин ускоренного износа крупно модульных зубчатых передач металлургических и горных машин, зафиксированные при эксплуатации оборудования, рассматриваются в данной статье. Технология изготовления крупно модульных зубчатых колёс хорошо изучена и обобщена в работах и диссертациях [10, 11, 12, 13]. Отмечается, что большая часть зубчатых передач ($\approx 85\%$) выходит из строя из-за изнашивания и усталостного разрушения.

Часто «распаровка» зубчатой пары приводит к ускоренному износу при несоблюдении технологии изготовления. Значительные потери, возникающие при этом желательно предупредить тщательной подготовкой к выполнению заказа. Рассмотрению технологических отклонений при изготовлении крупно модульных зубчатых передач, причин и следствий возникновения повреждений посвящена данная работа.

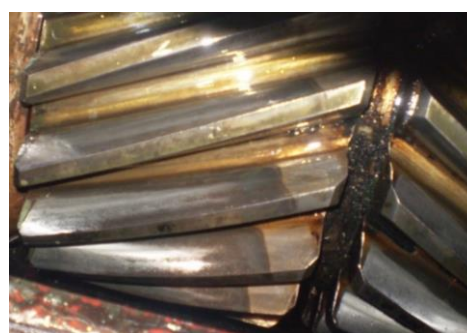
Основное содержание и результаты работы.

В процессе изготовления зубчатых колёс на точность получения эвольвенты и работоспособность передачи влияют точность расчёта гитары деления, что влияет на величину подрезки зуба, обработки головки и ножки зуба. Следует учитывать изношенность узлов станка и величину подачи фрезы, которая может изменить настройки биения. Накопленная погрешность окружного шага вызывает кинематическую погрешность цепи обката станка. Известны случаи, когда накопленная ошибка окружного шага не совпадает с частотой вращения, тогда будет существовать еще одна дискретная частота, равная частоте этой ошибки [14]. В зависимости от характера погрешности в шаге может иметь место кромочный контакт (по вершинам зубьев) - шаг шестерни меньше шага колеса или срединный (в середине линии зацепления) - шаг шестерни больше шага колеса.

Для увеличения срока службы зубчатых колёс применяют различные виды термической обработки эвольвентного профиля [15]. Износостойкость контактной поверхности зубчатой передачи формируется созданием упрочняющего слоя при термической обработке зубьев – наиболее часто – это поверхностная закалка токами высокой частоты на глубину до 2 мм с твёрдостью HRCэ 56...58, а остальная часть зуба до 35...45 HRCэ. Внутренняя структура остается податливой для гашения вибраций, что обеспечивает изгибную и усталостную прочность. Не соблюдение технологического регламента приводит к неравномерной закалке по длине или высоте зуба и поломкам зубьев (рис. 1).



а)



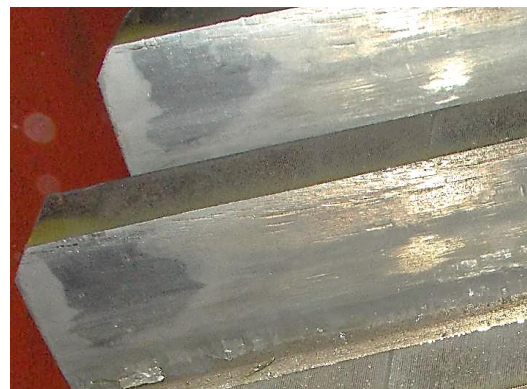
б)

Рисунок 1. Проявление дефектов термической обработки: а) распространение закалённого слоя по всему объёму зуба; б) неравномерная закалка зуба по длине.

Нарушение пятна контакта иногда происходит при несовпадении углов наклона зубьев шестерни и колеса, изготовленных на разных предприятиях (рис. 2а). Возможны ошибки при изготовлении и отклонениях в геометрии посадочных мест корпусных деталей (рис. 2б). Следствием является повышение контактных напряжений и осповидное выкрашивание на поверхности зубьев.



а)



б)

Рисунок 2. Нарушение пятна контакта: а) несовпадение углов наклона зубьев скиповой лебёдки; б) перекос в редукторе механизма подъёма литейного крана.

Недостаточная контактная прочность поверхности зубьев становится причиной избирательного усталостного выкрашивания рабочих поверхностей (рис. 3). Этому способствует нарушение расположения контактирующих зубьев.



а)



б)

Рисунок 3. Нарушение межцентрового расстояния (а) и осповидное выкрашивание поверхности зуба (б).

Выкрашивание или скол одного из зубьев может быть следствием технологической наследственности – не замеченного методами неразрушающего контроля дефекта заготовки. Визуально обнаружить скрытый дефект невозможно, его проявление происходит через некоторое время после начала эксплуатации и обнаруживается различием в характере шума при изменении направления вращения.

Фиксация единичного скола затруднена при использовании методов спектрального анализа (рис. 4а), проявляется при анализе временных реализаций временного сигнала (рис. 4б) и обнаруживается при визуальном осмотре (рис. 4в) [16]. В качестве

примера рассмотрено повреждение быстроходной зубчатой передачи редуктора привода машины шахтного подъёма. Признак повреждения – наличие ударов с частотой вращения тихоходного вала при движении вниз.

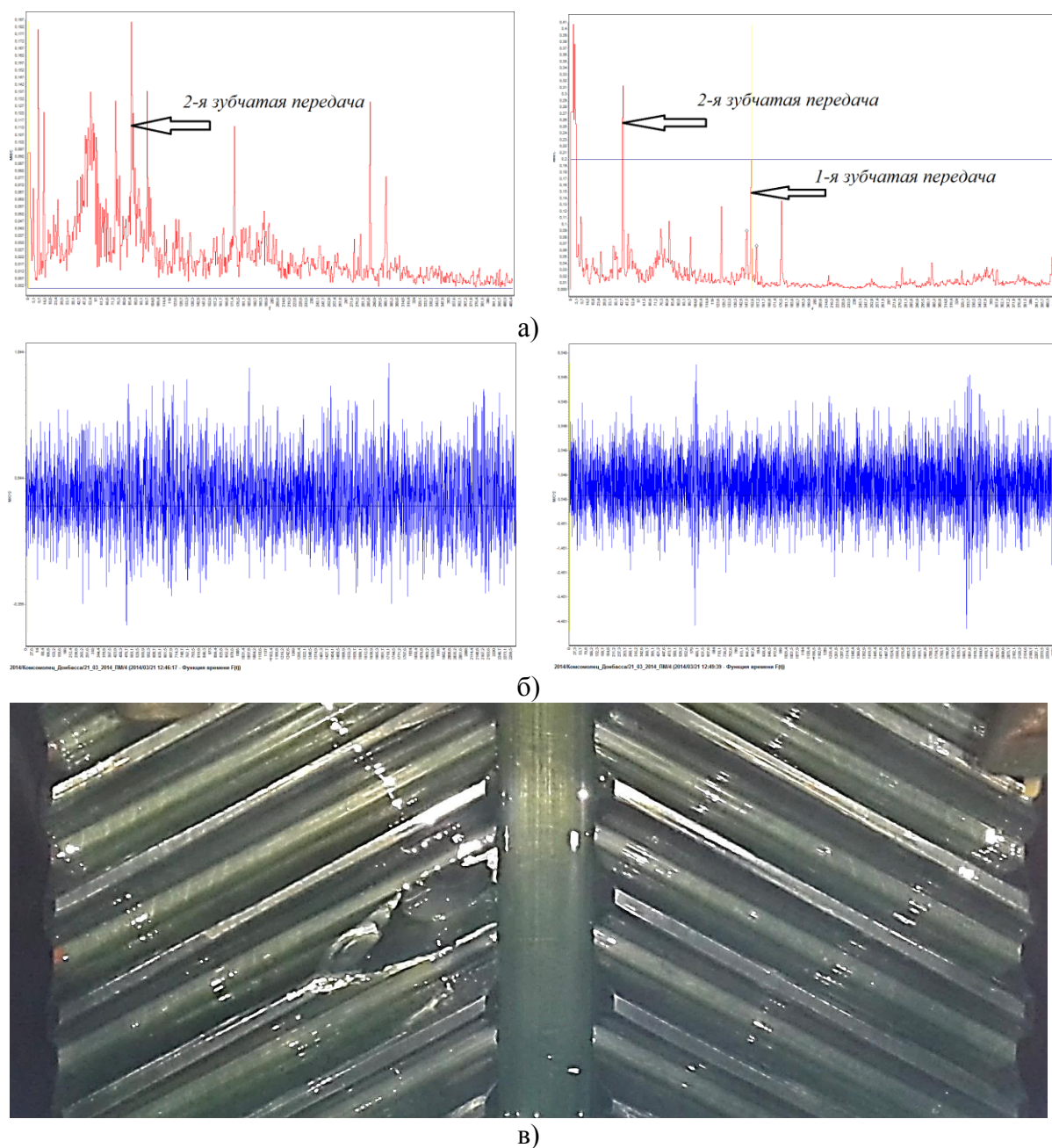


Рисунок 4. Диагностирование скола зуба колеса тихоходной передачи привода редуктора машины шахтного подъёма:

а) примеры спектрального анализа; б) временные реализации вибрационного сигнала при движении вверх и вниз; в) визуальное обнаружения повреждения.

Возможные погрешности при нарезании крупно модульных зубьев [15]:

- большая погрешность профиля зубьев, отклонение шага зацепления;
- накопленная погрешность окружных шагов - разность окружного шага;
- отклонение направления зубьев в одну сторону по обоим профилям или сим-

метричное по профилям конусообразность зубьев;
- большая шероховатость поверхности зубьев.

Нарезание зубьев инструментом с различным профилем приводит к неожиданно быстрому износу, проявляющемуся в виде схватывания поверхностей (рис. 5а, 5б). Идентифицируется данный вид повреждения по сравнению отпечатков зубьев шестерни и колеса (рис. 5в, 5г). В данном случае – зубчатой передачи привода барабанов подъёма литейного крана несоответствие шага зубьев по внешнему диаметру составило около 8,0 мм.

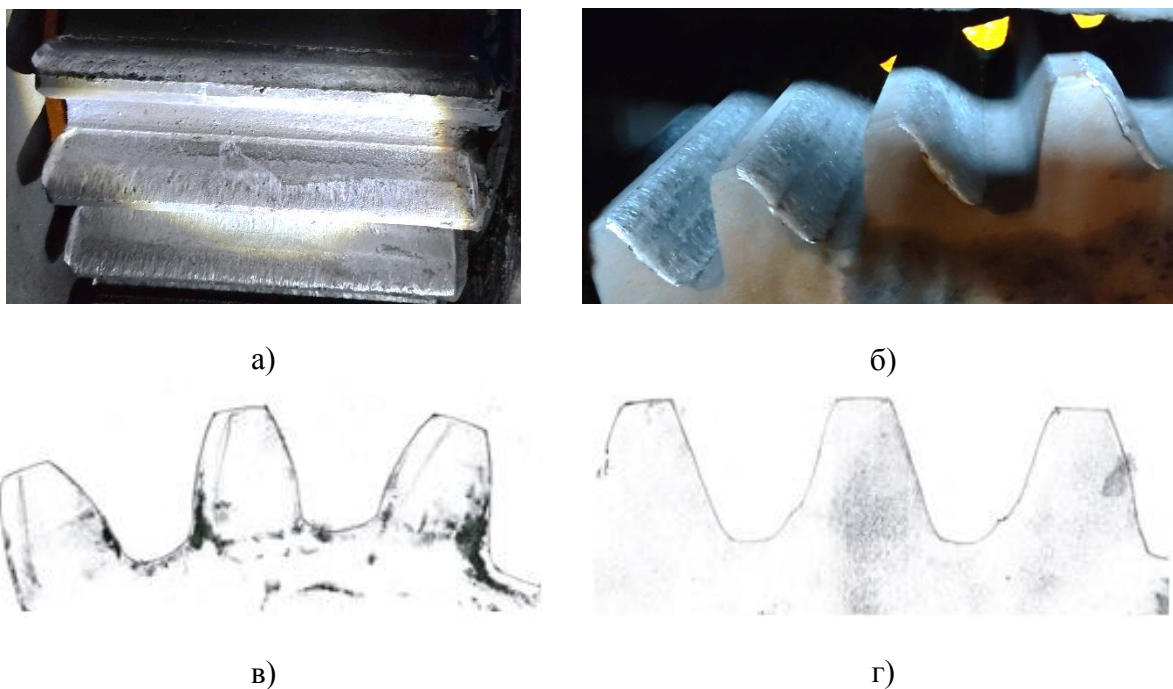


Рисунок 5. Следствие нарушения профиля и шага зуба:
а) износ зубьев шестерни; б) износ зубьев колеса; в) отпечаток зубьев шестерни;
г) отпечаток зубьев колеса.

Заключение.

В первую очередь длительный срок эксплуатации крупно модульных зубчатых колёс обеспечивается строгим соблюдением технологии изготовления – проверкой кинематической точности станка, регулировкой зазоров в узлах станка (при необходимости), использованием одного станка и неизменных настроек при нарезании сопряжённых пар шестерня – колесо, проверкой износа инструмента и др. Особое внимание следует уделять термической обработке, обеспечивающей поверхностную твёрдость и упругость остальной части зуба. Закалка верхней части зуба приводит к возникновению усталостных трещин через 8...12 месяцев эксплуатации.

При выполнении заказа необходимо обеспечить заданную шероховатость поверхности зуба и мест сопряжения с ножкой зуба. Способ получения заготовки должен обеспечивать уменьшение влияния технологической наследственности ошибок обработки.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3 т. Т. 1. Машины и агрегаты доменных цехов. Учебник для вузов / А. И. Целиков [и др.], – 2-е изд., перераб. и

доп. – М.: Металлургия, 1987. – 440 с.

2. Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3 т. Т. 2. Машины и агрегаты сталеплавильных цехов. Учебник для вузов / А. И. Целиков [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1988. – 432 с.

3. Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3 т. Т. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката. Учебник для вузов / А.И. Целиков [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1988. – 680 с.

4. Гребеник, В. М. Надёжность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надёжности и долговечности). Справочник / В. М. Гребеник, В. К. Цапко. – М.: Металлургия, 1989. – 592с.

5. Ловчиновский, Э. В. Реорганизация системы технического обслуживания и ремонта предприятий. / Э. В. Ловчиновский. – М.: Реинжиниринг бизнеса, 2005. – 385с.

6. Кораблёв, А. И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач / А. И. Кораблев, Д. Н. Решетов. – М.: Изд-во «Машиностроение», 1968 г. – 146 с.

7. Сидоров, В. А. Повреждения зубчатых передач: классификация / В. А. Сидоров // Международный информационно-технический журнал «Оборудование и инструмент для профессионалов, серия Металлообработка». – 2010. – №3. – С. 28–34.

8. Сидоров, В. А. Причины неисправностей зубчатых передач металлургических машин / В. А. Сидоров // Журнал «Главный механик». – № 3 (199) март. – 2020. – С. 8-18.

9. Калашников, С. Н. Зубчатые колеса и их изготовление. / С. Н. Калашников, А. С. Калашников. – М.: Машиностроение, 1983. – 630 с.

10. Производство зубчатых колес: справочник. / С. Н. Калашников [и др.]; под общ. ред. Б. А. Тайца. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 464 с.

11. Генкин, М. Д. Повышение надёжности тяжело нагруженных зубчатых передач / М. Д. Генкин, М. А. Рыжов, Н. М. Рыжов. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с. – ил.

12 Бочкарев, Н. А. Исследование метода обработки крупномодульных тяжело-нагруженных цилиндрических зубчатых колес. Оборудование, инструмент и оснастка: автореф. дис. ... кандидата технических наук / Н. А. Бочкарев; Экспер. НИИ металлорез. станков. – Москва: 2004. – 26 с.

13. Маликов, А. А. Основы высокоэффективной технологии изготовления цилиндрических зубчатых колес : автореф. дис. ... доктора технических наук / А. А. Маликов; Тул. гос. ун-т. – Тула: 2009. – 39 с.

14. Шамбалова, М. Г. Методика выявления единичных дефектов зубьев и оценка их влияния на динамическую нагруженность привода / М. Г. Шамбалова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2013. – №2(39) – С. 119-129.

15. Обработка зубчатых колес: учебное пособие / сост. Пегашкин В. Ф. – Нижний Тагил: НТИ (филиал) УрФУ, 2016. – 132 с.

16. Сидоров, В. А. Информационные основы виброметрии / В. А. Сидоров // Мир техники и технологий. Международный промышленный журнал. – №1. – 2013. – С. 46-54.

Поступила в редколлегию 28.01.2023 г.

УДК 629-06

Е. А. Чернышев, канд. техн. наук
Донецкий национальный технический университет, ДНР, Россия
E-mail: chernyshev81@mail.ru

АНАЛИЗ УРАВНЕНИЯ А. П. СОКОЛОВСКОГО ДЛЯ АВТОКОЛЕБАНИЙ ПРИ РЕЗАНИИ МЕТАЛЛА С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ СООТВЕТСТВИЯ ОПЫТНОЙ ЗАВИСИМОСТИ

В статье выполнен анализ уравнения А.П. Соколовского для автоколебаний при резании металлов. Получены выводы о частоте колебаний при резании и зависимости амплитуды автоколебаний от скорости резания. Для последней так и не найдено более рациональной формы уравнения, которое бы соответствовало опытной зависимости. Установлено, что в первом приближении нелинейная восстанавливающая сила на амплитуду не влияет.

Ключевые слова: автоколебания, частота, амплитуда, восстанавливающая сила, метод Ван-дер-Поля.

E. A. Chernyshev

INVESTIGATING THE A.P. SOKOLOVSKY EQUATION OF SELF-OSCILLATIONS IN METAL CUTTING

The paper analyzes the A.P. Sokolovsky equation for self-oscillations in metal cutting. The conclusions about cutting frequency and self-oscillations amplitudes are obtained. For the latter, no more rational form of the equation has been found that would correspond to the experimental relationship. It has been determined that, in the first approximation, nonlinear resilient force does not influence self-oscillations amplitude.

Keywords: self-oscillations, frequency, amplitude, resilience force, Van-der-Paul's method.

Введение.

Гипотеза об автоколебательном характере вибраций при резании была выдвинута в 1930-х гг. Н.А. Дроздовым [1], Н.С. Ачерканом, Г. Шлезингером. Она состоит в том, что возникновение вибраций обусловлено не внешней вынуждающей силой, а свойствами самого процесса резания, который содержит источник энергии и регулирующий механизм, осуществляющий обратную связь с колебательной системой. Этим объясняется появление вибраций не только при совпадении частот, но и в достаточно широком диапазоне режимов резания. В дальнейшем эта гипотеза была поддержана А.И. Кашириным [2], А.П. Соколовским [3], И.И. Ильницким [4] и другими авторами.

Основной причиной автоколебаний при резании считается разница работ при врезании и отталкивании инструмента. В силу множества факторов, действующих при резании, аналитическое описание автоколебаний весьма затруднительно, поэтому в той или иной степени используют эмпирические модели, в частности для определения силы резания. В работах [2, 4] переменная сила резания представляется как сумма переменных сил, имеющих вполне определенную природу, - в зависимости от скорости трения по граням, от изменения углов резца, от изменения мгновенных режимов и т.д. Однако для каждой составляющей также надлежит знать соответствующую эмпирическую зависимость, поэтому данный метод не получил дальнейшего развития.

А.П. Соколовским было предложено упрощенное уравнение автоколебаний, исходя из общего физического представления колебательной системы при резании, хотя на тот момент его аналитическое исследование представляло значительные трудности. Тем не менее, была найдена зависимость амплитуд автоколебаний от скорости резания, которая в общих чертах согласуется с опытными данными. В дальнейшем Л.К. Кучмой

эта зависимость была уточнена путем введения в уравнение нелинейного квадратичного члена.

В данной работе уравнение автоколебаний А.П. Соколовского подвергнуто сравнительному анализу с целью определить более рациональную форму уравнения, согласующегося с опытными данными.

2. Основное содержание и результаты работы.

Уравнение автоколебаний (в радиальном направлении) А.П. Соколовского [3] основано на следующем эмпирическом представлении силы резания:

$$P_y = R - ry + aB \frac{\dot{y}}{V} - cB \frac{\dot{y}^3}{V^3}, \quad (1)$$

где R - постоянная величина силы резания; r - член, выражающий зависимость силы от радиальных колебаний; B - действительная ширина режущей кромки; V - скорость резания; \dot{y} - скорость радиальных колебаний; a, c - некоторые постоянные величины.

По физическому смыслу a, c являются коэффициентами жесткости третьей и четвертой составляющих сил в уравнении (1) – соответственно силы, возбуждающей колебания, и силы, ограничивающей колебания, когда их скорость превышает некоторое критическое значение.

Уравнение автоколебаний на основе (1) имеет вид

$$m\ddot{y} + \left(h - \frac{aB}{V} \right) \dot{y} + (k + r)y + cB \frac{\dot{y}^3}{V^3} = 0, \quad (2)$$

где m – приведенная масса колеблющейся системы, h - коэффициент рассеивания энергии, k - коэффициент жесткости.

Коэффициент r , выражающий зависимость силы от радиальных колебаний, может быть представлен как коэффициент разложения в ряд Маклорена радиальной силы $K(t_0 - y)^n$, где K, n – постоянные величины, зависящие от условий обработки, t_0 - номинальная, а $(t_0 - y)$ - фактическая глубина резания. Ограничиваясь разложением до линейного члена,

$$K(t_0 - y)^n = K[t_0^n - nt_0^{n-1}y] = R - ry,$$

где $R = Kt_0^n$, $r = Knt_0^{n-1}$, причем r представляет собой условную «жесткость» процесса резания и вместе с исходной жесткостью k составляет обобщенную жесткость, определяющую частоту колебаний при резании, равную

$$\omega = \sqrt{\frac{k+r}{m}}, \quad (3)$$

что также было получено А.П. Соколовским.

Можно оценить точность выражения (3) путем сравнения с экспериментом. Постоянная $K = 2,13 \cdot 10^5$ получена при следующих данных: предел прочности 750 МПа, радиус при вершине резца 1 мм, $\gamma = 10^\circ$, $\varphi = 45^\circ$, $\lambda = 0^\circ$. Пусть угловая скорость вращения заготовки 100 рад/с, а режимы обработки $V = 2$ м/с, $s = 0,0006$ м, т.е. 0,6 мм/об. При заданной угловой скорости это соответствует диаметру заготовки 40 мм. Зададимся также, что $t_0 = 0,001$ м, $k = 5 \cdot 10^6$ Н/м, $n = 0,9$.

На рис. 1 представлен теоретический график зависимости частоты колебаний от глубины резания в соответствии с (3). Полученные теоретические результаты не противоречат экспериментальным данным. Так, по данным А.И. Каширина [2], с увеличением глубины резания частота колебаний немного снижается, хотя это уменьшение столь незначительно, что им можно пренебречь и считать частоту не зависящей от глубины. Этот известный экспериментальный факт в данном случае можно теоретически объяснить. В соответствии с (3), частота колебаний изменяется вследствие влияния глубины резания на r . Слабое изменение частоты от глубины резания объясняется тем, что добавка r мала в сравнении с жесткостью k и ее изменение практически не оказывает влияния на частоту, хотя с увеличением глубины добавка, а с ней и частота колебаний, незначительно уменьшается (рис. 1). Соплассуется с данными всех авторов тот факт, что частота при резании близка к собственной частоте, в данном случае равной 113 Гц. Таким образом, представление А.П. Соколовского в этой части не противоречит опыту.

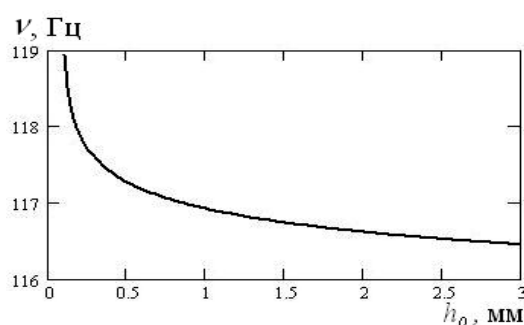


Рисунок 1. Теоретический график зависимости частоты колебаний от глубины резания

Рассмотрим влияние скорости резания на амплитуды. А.П. Соколовским была получена следующая зависимость амплитуд автоколебаний от скорости:

$$A = \frac{2}{\sqrt{3c}} \frac{V}{\omega} \sqrt{a - \frac{Vh}{B}}, \tag{7}$$

выведенная, как можно убедиться, методом Ван-дер-Поля из условия стационарной амплитуды

$$\frac{dA}{dt} = \frac{-1}{2\pi\omega} \int_0^{2\pi} f_1(-A\omega \sin \psi) \sin \psi d\psi = 0, \tag{8}$$

где

$$f_1(\dot{y}) = \left(\frac{aB}{V} - h \right) \dot{y} - \frac{cB}{V^3} \dot{y}^3.$$

Уравнение (7) отражает факт роста амплитуд с увеличением скорости, а затем их уменьшение до нуля при $V = aB/h$. Эта теоретическая зависимость показана на рис. 2 вместе с приближенной экспериментальной кривой.

Основное отличие от опытной кривой состоит в том, что максимум «размыт» и смещен вправо. Похожая зависимость была получена и теоретически для модели ортогонального резания с двумя степенями свободы [5, 6]. В работе [7] полученная теоретическая кривая не совпадает ни с одной из изображенных на рис. 2 и имеет резко выра-

женный максимум амплитуд при малой скорости. В работе [8] теоретический график свидетельствует об увеличении устойчивости при превышении некоторой критической скорости резания. Несмотря на различные подходы авторов, в основных чертах полученные результаты совпадают с опытными данными.

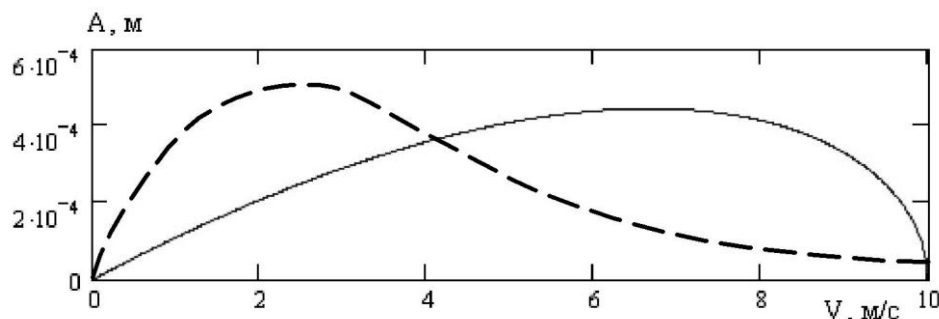


Рисунок 2. Теоретическая по (7) и приближенная экспериментальная (пунктиром) зависимость амплитуд колебаний от скорости резания ($h = 100$ Нс/м, $\omega = 1000$ рад/с, $B = 0,001$ м, $a = 10^6$ Н/м, $c = 10^8$ Н/м)

Следует отметить также то обстоятельство, что А.П. Соколовский и Л.К. Кучма приводят график теоретической зависимости (7), совпадающий с экспериментальной кривой (рис. 2), видимо ограничиваясь лишь его качественным анализом. Однако представленные на рис. 2 графики свидетельствуют о некотором расхождении теории с опытом – это касается более резкого возрастания и более плавного падения кривой амплитуд.

В связи с этим расхождением была предпринята попытка найти такую форму уравнения колебаний при резании, которая давала бы более близкую к эксперименту зависимость амплитуды от скорости $A(V)$ и имела ясный физический смысл. Поскольку основой аналитических поисков было уравнение Ван-дер-Поля (8), то задача заключалась в подборе соответствующей функции $f(y, \dot{y})$. Иными словами, необходимо было найти эту функцию таким образом, чтобы в первом приближении (Ван-дер-Поля) зависимость $A(V)$ была более близка к экспериментальной.

Основное внимание было направлено на подбор диссипативного члена, который отражал бы уменьшение и затем плавное увеличение диссипации в зависимости от скорости. Это явление имеет место при трении и, как считается, является одной из причин автоколебаний при резании, когда при некоторой скорости резания сила трения стружки о резец наименьшая, а амплитуда – наибольшая. Несмотря на то, что подобрать подобную функцию для силы трения не составляет большого труда, все попытки дали отрицательный результат. Не было найдено никакой другой формы уравнения, которая давала бы более точную зависимость $A(V)$. По этой причине промежуточные выкладки не приводятся. Взятие интеграла (8) и решение полученного алгебраического уравнения относительно A приводит к тому, что либо зависимость $A(V)$ не точнее (7), либо решение получается очень громоздким и практически непригодным.

На этом основании можно считать, что уравнение А.П. Соколовского является наиболее рациональным с точки зрения получающейся зависимости амплитуды от скорости, даже несмотря на то, что оно дает несколько отличающееся от опытных данных решение. А физическая природа эффектов, лежащих в основе модели А.П. Соколовского, до сих пор вызывает научный интерес [9].

Рассмотрим еще одно свойство, математически вытекающее из уравнения А.П. Соколовского. В качестве «ограничителя» колебаний им постулирован нелинейный диссипативный член $cB \dot{y}^3 / V^3$, который означает усиление затухания при увеличении скорости колебаний, т.е. по достижении некоторой критической скорости эта сила превышает возбуждающую силу $(aB/V - h)\dot{y}$ и колебания затухают. Однако известно также, что при увеличении амплитуд возникающие деформации отклоняются от закона Гука, вызывая нелинейную силу упругости $k_1 y^3$, которая свидетельствует о резком возрастании восстанавливающей силы. Поставим вопрос: может ли нелинейная сила упругости при больших амплитудах ограничивать колебания? Иными словами, не является ли регулирующим механизмом и причиной автоколебаний, наряду с зависимостью диссипации от скорости, и нелинейная восстанавливающая сила при больших амплитудах.

Перепишем уравнение (2), добавив нелинейную восстанавливающую силу, в виде

$$m\ddot{y} + (k + r)y = \left(\frac{aB}{V} - h\right)\dot{y} - \frac{cB}{V^3}\dot{y}^3 - k_1 y^3, \tag{9}$$

или

$$m\ddot{y} + (k + r)y = f(y, \dot{y}), \tag{10}$$

т.е. содержащее отрицательную силу $k_1 y^3$, возрастающую при больших перемещениях. Чтобы установить влияние этой силы на амплитуду, обратимся к первому приближению Ван-дер-Поля, имея в виду нулевое приближение $A \cos \psi$. Условие стационарной амплитуды A установившихся колебаний состоит в том, что

$$\frac{dA}{dt} = \frac{-1}{2\pi\omega} \int_0^{2\pi} f(A \cos \psi, -A\omega \sin \psi) \sin \psi d\psi = 0,$$

где, в соответствии с (9), (10),

$$f(y, \dot{y}) = f_1(\dot{y}) - k_1 y^3.$$

Таким образом,

$$\frac{-1}{2\pi\omega} \int_0^{2\pi} f(A \cos \psi, -A\omega \sin \psi) \sin \psi d\psi = \frac{-1}{2\pi\omega} \left(\int_0^{2\pi} f_1(\dot{y}) \sin \psi d\psi - \int_0^{2\pi} k_1 y^3 \sin \psi d\psi \right),$$

т.е. влияние нелинейной восстанавливающей силы в первом приближении описывается добавлением интеграла

$$\int_0^{2\pi} k_1 y^3 \sin \psi d\psi = \int_0^{2\pi} k_1 (A \cos \psi)^3 \sin \psi d\psi. \tag{11}$$

Но интеграл (11) равен нулю, из чего следует, что в первом приближении нелинейная восстанавливающая сила не влияет на амплитуду колебаний. Поэтому основным регулирующим фактором, способствующим возникновению автоколебаний при резании, является зависимость диссипации от скорости, выражающаяся, как предполагается, в зависимости силы трения по граням резца от скорости скольжения. Таким образом, причиной автоколебаний не является увеличение амплитуды до некоторого установившегося значения. Основное значение имеет скорость вибраций в окрестности

некоторой скорости, при которой трение стружки о резец минимально. Такой вывод следует из анализа уравнения автоколебаний методом Ван-дер-Поля, и он не противоречит основной гипотезе о причине автоколебаний при резании [2- 4].

3. Выводы.

На основании анализа уравнения А.П. Соколовского для автоколебаний при резании металлов получены следующие выводы:

1. Частота колебаний при резании близка к собственной частоте, т.к. «жесткость» процесса резания мала по сравнению со статической жесткостью системы. Этот результат не противоречит экспериментальным данным.

2. Зависимость амплитуды от скорости резания не совпадает точно с экспериментальной кривой, однако не удается подобрать такую форму уравнения, которая дала бы более близкий к опыту результат.

3. В первом приближении нелинейная восстанавливающая сила не влияет на амплитуду колебаний. Причиной автоколебаний, как следует из анализа уравнения, является не увеличение амплитуды до некоторого установившегося значения, а наличие такой скорости вибраций, при которой трение стружки о резец минимально. Это способствует установлению колебаний со скоростью в окрестности этого значения.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Дроздов, Н. А. К вопросу о вибрациях при токарной обработке / Н. А. Дроздов // Станки и инструмент. – 1937. – С. 10 – 17.

2. Каширин, А. И. Исследование вибраций при резании металла / А. И. Каширин. – М.: Изд-во АН СССР, 1944. – 133 с.

3. Соколовский, А. П. Вибрации при работе на металлорежущих станках / А. П. Соколовский // Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов: сб. тр. – М.: Машгиз, 1958. – 120 с.

4. Ильницкий, И. И. Колебания в металлорежущих станках и пути их устранения / И. И. Ильницкий. – М.-Свердловск: Машгиз, 1958. – 144 с.

5. Шишкин, А. В. О задаче аналитического определения безвибрационных режимов резания с использованием линий бифуркации / А. В. Шишкин, А. А. Сердюк // “Східно-Європейський журнал передових технологій”. – Харків, 2007. – №2/4 (26). – С. 28–33.

6. Шишкин, А. В. Моделирование вибрационных характеристик резания в плоскости бифуркационных параметров режимов резания / А. В. Шишкин, А. А. Сердюк // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – Краматорськ, 2007. – №2Е (10). – С. 187–194.

7. Кабалдин, Ю. Г. Синергетика. Нелинейная динамика в технологических системах обработки резанием / Ю. Г. Кабалдин // Вестник машиностроения. – 2001. – № 12. – С. 49–58.

8. Кабалдин, Ю. Г. Математическое моделирование динамической устойчивости системы резания в виде нелинейного осциллятора с разрывными характеристиками / Ю. Г. Кабалдин, С. В. Биленко, П. А. Саблин // Вестник машиностроения. – 2006. – № 10. – С. 35–43.

9. Корендяев, Г. К. О физической природе эффектов, лежащих в основе модели возбуждения автоколебаний при резании Соколовского / Г. К. Корендяев // Вестник научно-технического развития. – 2019. – № 11 (147). – С. 19–25.

Поступила в редколлегию 08.02.2023 г.

УДК 538.951-405

Я. В. Шажко, канд. техн. наук, **Л. Д. Ожегова**, **К. И. Соколов**, **Д. А. Нескреба**
ГБУ «Институт физики горных процессов», г. Донецк, ДНР
Тел. / Факс: +7 949 322 16 74; E-mail: syarilo@mail.ru

УСТАНОВКА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ГОРНЫХ ПОРОД, УГЛЕЙ И СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОДНООСНОЕ СЖАТИЕ

В статье приведены данные по разработанной установке для определения прочности горных пород и углей строительных материалов на одноосное сжатие для фрагментированных материалов произвольной формы. Описаны ее технические характеристики и принципы работы.

Ключевые слова: одноосное сжатие, прочность, горные породы, уголь, фрагментированный материал, технические характеристики.

Ya. V. Shazhko, L. D. Ozhegova, K. I. Sokolov, D. A. Neskreba

INSTALLATION FOR DETERMINING THE STRENGTH OF ROCKS, COALS AND BUILDING MATERIALS FOR UNIAXIAL COMPRESSION

The article presents data on the developed installation for determining the strength of rocks and coals of building materials for uniaxial compression for fragmented materials of arbitrary shape. Its technical characteristics and principles of its operation are described.

Keywords: uniaxial compression, strength, rocks, coal, fragmented material, technical characteristics.

1. Введение

Определение прочности природных материалов в некоторых случаях представляет собой достаточно сложную задачу. Эта задача связана с неоднородностью состава изучаемых пород и большим количеством различных структурных дефектов, величина которых варьируется от макро- до наноразмерных. Стандартные процедуры, используемые при определении прочности материала согласно общепринятым методам (ГОСТ 24941-81 [1], ГОСТ 21153.8-88 [2], ГОСТ 21153.2-84 [3], ГОСТ 21153.3-85 [4], ГОСТ 25.503-97 [5] и т.д.), оказываются не всегда применимы вследствие сложности обработки образцов до надлежащего уровня, обеспечивающего точность и воспроизводимость результатов измерений.

При таких обстоятельствах оценку прочности допустимо производить, располагая образцами данного материала во фрагментированной форме. Это могут быть как образцы каменного угля, измельченного в процессе добычи, так и строительных материалов, разрушенных в силу каких-либо причин. Несмотря на произвольную форму и размер образцов, неприменимых при обычных испытаниях на сжатие, они, тем не менее, могут быть использованы для получения информации о прочности исходного, монолитного материала.

2. Основное содержание и результаты работы

Одной из важнейших характеристик любого твердого тела является прочность, или способность материала сопротивляться разрушению, а также необратимому изменению формы под действием нагрузок.

Для горных пород и углей эта задача осложняется неоднородностью состава материала и большим количеством различных структурных дефектов, величина которых варьируется от макро- до наноразмерных.

Анализ существующих теорий прочности показывает, что базовыми параметрами определения прочности на одноосное сжатие является модуль упругости, значение которого можно получить только для образцов правильной формы. В противном случае достоверность результата будет неоднозначной. Изготовление образцов правильной геометрической формы для проведения испытаний на одноосное сжатие из угля и осадочных горных пород невозможно или крайне затруднено.

В Институте разработаны теоретические основы нового способа определения прочности угольного вещества [6, 7].

Для реализации разработана установка для определения прочности горных пород, углей и строительных материалов на одноосное сжатие (далее - УОП) рис. 1.

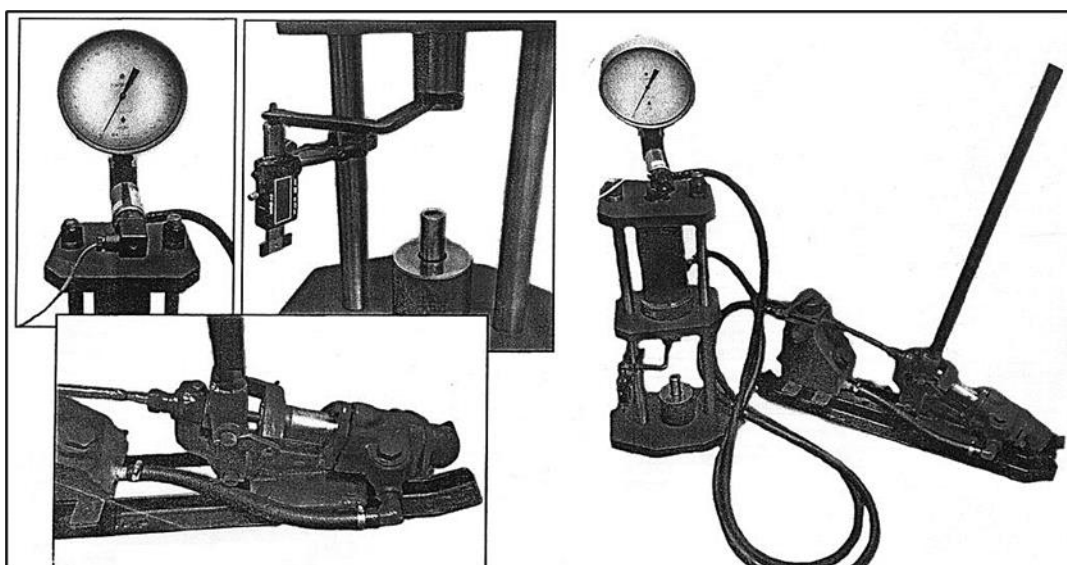


Рисунок 1. Экспериментальная установка по определению прочности углей и горных пород различной литологии и строительных материалов на одноосное сжатие

Техническая характеристика установки УОП представлена далее:

1. Габаритные размеры, мм
высота – 1000
длина – 300
ширина – 220
2. Вес установки (без учета веса гидравлического насоса), кг – 36,8
3. Количество осей сжатия, шт. – 1
4. Количество цилиндров, шт. – 1
5. Усилие, развиваемое цилиндром, МПа – 160
6. Давление предварительного нагружения, МПа – 0,03
7. Давление при максимальном нагружении, МПа – 32
8. Скорость движения штока цилиндра, мм/с
минимальная – 0,02
максимальная – 6,03
9. Контейнер
10. Габаритные размеры, мм
высота – 80
диаметр – 80
11. Рабочая камера, мм

высота – 70

диаметр – 25

12. Максимальное рабочее давление в камере контейнера, МПа – 800

13. Датчик давления

тип – ДД-40/2-УХЛ

напряжение питания, В – 15÷30

выходной канал, мА – 0÷5

частотный диапазон, Гц – 1000

точность измерения, % – 0,25

количество, шт. – 1

14. Датчик перемещения

тип – ИИМГЦ

точность измерения, мм – 0,01

диапазон измерений, мм – 0÷35

выходной сигнал – цифровой

количество каналов, шт. – 1

количество параметров записи – 1

вид записи – цифровой графический

Устройство установки рис. 2.

Установка состоит из основания 3, в нем закручиваются две колонны 6, в которых устанавливаются плита нижнюю 4, а затем в углублении нижней плиты 4 монтируют гидроцилиндр 10. Для его фиксации на колоннах 6 одевают плиту верхнюю 5 и с помощью гаек 9 и резьб на колоннах 6 собирают данный узел.

На гидроцилиндр 10 в верхней части монтируют тройник 7, к которому подводят металлорукав 13, а также манометр 14 и датчик давления 15, а в подштоковую полость гидроцилиндра 10 от плунжерного насоса 16 монтируется второй металлорукав 17.

На шток гидроцилиндра 10 устанавливают кронштейн 2 и фиксируют его ограничителем 8.

На одну из колонн 6 устанавливают зажим 11, на котором закреплен датчик перемещения 12.

В рабочую зону устанавливают контейнер 1, совмещая его с осью штока гидроцилиндра 10.

Контейнер 1 состоит из следующих деталей – штока, заглушки и самой камеры для загрузки исследуемого материала.

Высокое давление в камере контейнера 1 создается при сжатии определенного объема исследуемого материала (фракции угля) в результате перемещений штока в контейнере. По мере опускания штока контейнера 1 материал сжимается, объем его уменьшается, а давление в контейнере растет.

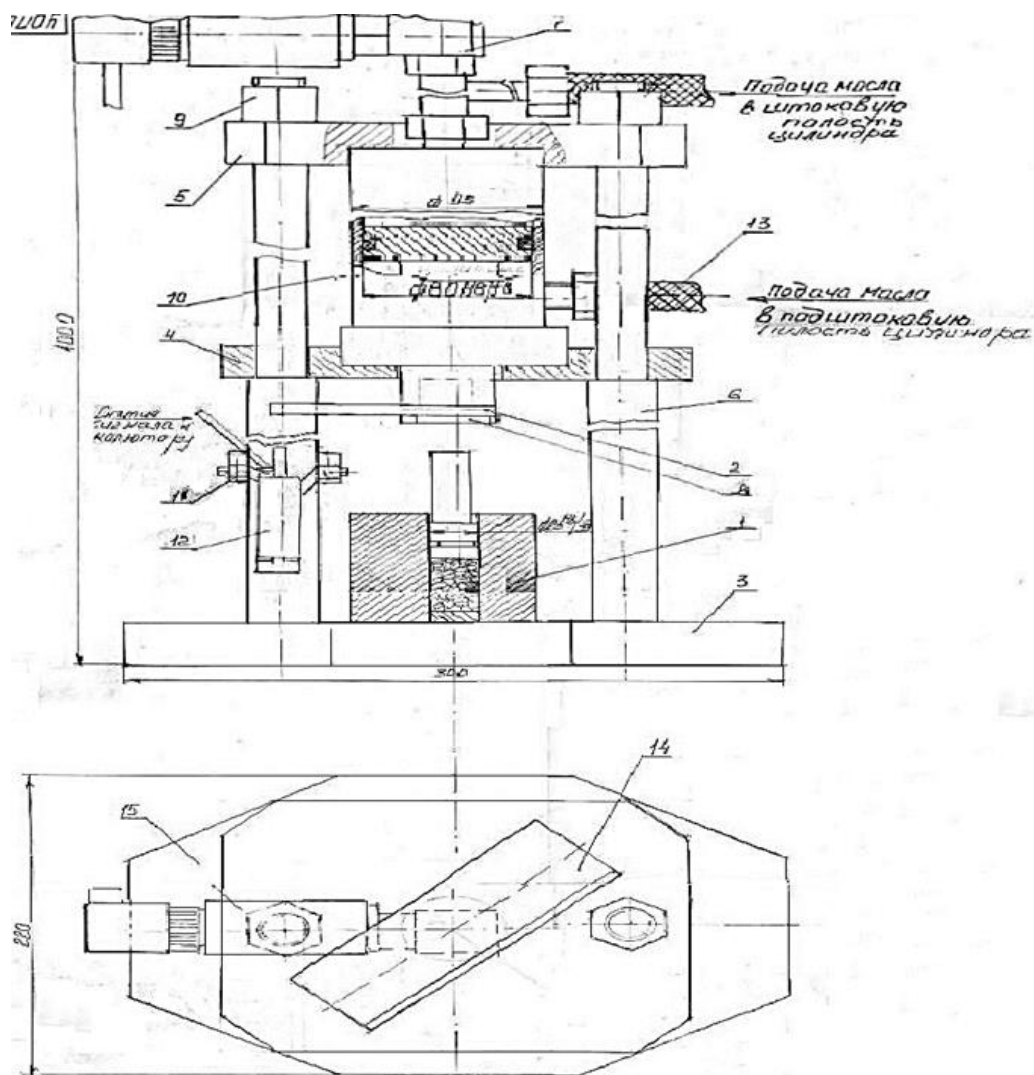


Рисунок 2. Конструкция УОП

Величина напряжений в деформируемом материале:

$$\sigma = \frac{D_{г.ц.}^2}{D_{ш}^2} \cdot K \cdot N_g \cdot Ц_g, \quad (1)$$

где $D_{г.ц.}$ – площадь штока гидроцилиндра, см²;

$D_{ш}$ – площадь штока камеры контейнера, см²;

N_g – показание манометра, ед.;

$Ц_g$ – цена деления манометра, МПа.

K – коэффициент трения в штоке контейнера ($K=1,15$).

Принцип действия установки УОП

Сама установка состоит из силового блока, на котором размещены регистрирующие элементы – датчики давления и перемещения, а также контейнер с исследуемым материалом и ручным гидравлическим насосом.

Работа на установке УОП осуществляется следующим образом. В рабочую камеру устанавливается собранный контейнер с измельченным материалом (в данном случае с углем) заданной фракции. После этого подается напряжение на датчики давления и перемещения с выводом их сигналов на регистрирующие элементы с записью на компьютере. Ручным насосом создается давление, которое по металлорукаву поступает в верхнюю полость гидроцилиндра, а шток с кронштейном и ограничителем перемещаются вниз. Затем кронштейн нажимает на датчик перемещения, а шток гидроцилиндра с ограничителем давит на шток контейнера, тем самым создавая заданное давление в камере контейнера с углем. С помощью ЭРА переключают давление на металлорукав в подштоковую полость гидроцилиндра, шток с кронштейном поднимаются вверх и идет разгрузка контейнера с углем. В дальнейшем рабочий цикл можно повторять с измененными параметрами нагрузки.

Расчет гидроцилиндра на прочность

Расчет цилиндра, нагруженного максимальным внутренним давлением, постоянным по длине.

По граням элемента трубы, выделенного двумя радиальными и двумя цилиндрическими сечениями, ввиду симметрии, возникают только нормальные напряжения, которые рассчитываются по формулам:

$$\sigma_r = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(P_1 - P_2)(r_1^2 - r_2^2)}{(r_2^2 - r_1^2)\rho^2}, \quad (2)$$

$$\sigma_t = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(P_1 - P_2)(r_1^2 - r_2^2)}{(r_2^2 + r_1^2)\rho^2}, \quad (3)$$

Условие прочности рассматриваемой детали имеет вид:

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma_p] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{n}, \quad (4)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при одноосном растяжении;

$\sigma_{\text{пред}}$ – допускаемое напряжение при одноосном растяжении;

n – коэффициент запаса.

$$n = \frac{95}{80} = 1,18$$

Запас прочности детали соответствует прочности цилиндра исходя из условия для стали 45 ГОСТ 1050-88:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{n} = \frac{58}{1,18} = 49,15 \text{ кгс/мм}^2$$

$$58 \leq 49,15 \text{ кгс/мм}^2$$

Расчет колонн

Максимальное усилие, развиваемое установкой, равно:

$$P = 320 \cdot 3,14 \cdot 4,0^2 = 16 \text{ тс}$$

Тогда на одну колонну будет действовать усилие

$$P_1 = \frac{P}{2} = \frac{16}{2} = 8 \text{ тс}$$

где d_1 – внутренний диаметр метрической резьбы М24х3-Н7

$$d_1 = 20,7 \text{ мм} = 2,7 \text{ см}$$

$$[\sigma]_ф = \frac{2P_1}{\pi d_1^2} = \frac{2 \cdot 8000}{3,14 \cdot 4,28} = \frac{16000}{13,44} = 1190 \text{ кгс/мм}^2$$

$$\sigma_{экс} \leq [\sigma]_р = \frac{\sigma_{пред}}{n}$$

$$\text{Для стали 40ХН } \sigma_{пред} = 80 \text{ кгс/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности (n) равен:

$$n = \frac{\sigma_{пред}}{[\sigma]_р} = \frac{80}{11,9} = 6,7$$

Расчет витков резьбы колонн на прочность

Витки рассчитываются на срез. Напряжение среза в основании витка гайки равно:

$$\tau_{ср} = \frac{P_1}{\pi d_0 k S Z}, \quad (5)$$

где d_0 – наружный диаметр резьбы;

k – коэффициент полноты резьбы (для метрической резьбы $k = 0,9$);

S – шаг резьбы;

Z – число работающих витков.

$$[\tau]_{ср} = 0,1 \div 0,15 \sigma_T$$

$$d_0 = 24 \text{ мм} = 2,4 \text{ см}$$

$$\tau_{ср} = \frac{8000}{3,14 \cdot 24 \cdot 0,9 \cdot 3 \cdot 10} = 3,93 \text{ кгс/мм}^2$$

Для стали 40ХН $[\tau] = 12 \text{ кгс/мм}^2$

Если $\tau_{ср} = 3,93 < 12 \text{ кгс/мм}^2$, значит условие прочности выполняется.

Расчет контейнера и его деталей

В установке для гидростатической обработки материалов контейнер высокого давления является главным звеном. Нами применяется однослойный контейнер. Практика эксплуатации данных типов контейнеров показала долговечность и простоту изготовления такой конструкции, кроме того, они успешно работают при давлениях, не превышающих 800÷1000 МПа. Приведем численный пример расчета контейнера. Расчет производится по формулам, справедливым только в пределах упругих деформаций применительно к толстостенным сосудам.

Исходные данные

Внутренний диаметр контейнера

$$d = 25 \text{ мм}$$

Наружный диаметр контейнера

$$D = 80 \text{ мм}$$

Число слоев

$$n = 1$$

Материал втулки контейнера (сталь 40ХН)

$$\tau_t = 120 \text{ кгс/мм}^2$$

Расчет контейнера

Коэффициент толстостенности контейнера:

$$K = \frac{d}{D} = \frac{25}{80} = 0,312$$

$$K^2 = 0,09$$

Постоянный коэффициент:

$$a = \sqrt[n]{\frac{1}{K}} = \sqrt{\frac{1}{0,312}} = \sqrt{3,2} = 1,79$$

Допускаемое напряжение:

$$[\tau] = \frac{\sigma_T}{K_\delta} = \frac{120}{1,2} = 100 \text{ кгс/мм}^2, \quad (6)$$

где K_δ – коэффициент запаса прочности ($K_\delta = 1,2$)

Допускаемое внутреннее давление контейнера:

$$P_\delta = [\sigma](1 - K^2) \sqrt{\frac{1}{1 + K^2}} = 100(1 - 0,3^2) \sqrt{\frac{1}{1 + 0,09}} = 81 \text{ кгс/мм}^2$$

Таким образом, данный контейнер при работе в области упругих деформаций может выдержать внутреннее давление 810 МПа.

Шток с уплотнением запирает жидкость или материал в контейнере. Шток изготавливается в виде ступенчатого стержня. Направляющий участок A , длина которого равна диаметру контейнера, входит в контейнер по скользящей посадке $H7/h6$. На участке B диаметр штока выполняется на $0,5 \div 1,0$ мм меньше. Уплотнительные кольца устанавливаются в нижней части штока и закрепляются с помощью стопорного кольца или гайки, которые предотвращают снятие уплотнительного кольца при выходе штока из контейнера.

Шток рассчитывается как стержень круглого сечения, неподвижно закрепленный верхним и нижним концами и нагруженный осевой сжимающей силой. Методика расчета на устойчивость заключается в определении $P_{кр}$ и соблюдении условия:

$$P_{кр} = \frac{4\pi^2 EI}{\mu l^2}; \quad (7)$$

$$\sigma < \sigma_{кр} = \frac{P_{кр}}{F}; \quad (8)$$

$$I_z = I_y = \frac{\pi R^4}{4} \quad (9)$$

где E – модуль упругости материала штока;

$P_{кр}$ – критическая нагрузка;

I – момент инерции;

μ – приведенный коэффициент длины.

Штоки изготавливаются из стали ХВГ, Х12М, ШХ15 и закаливаются до твердости 58÷63 HRC. Конструкция штока приведена в рабочей документации установки.

Техника безопасности при работе на установке УОП

При монтаже, пуске, эксплуатации и обслуживании установки необходимо соблюдать меры безопасности, предусмотренные при работе гидравлических прессов и лабораторных устройств, в комплект которых входит гидростанция.

К работе на установке допускается персонал, предварительно ознакомленный с общими правилами техники безопасности.

После полного окончания сборочно-монтажных работ необходимо заземлить установку в соответствии с требованиями правил технической эксплуатации электроустановок. Узел заземления находится на одной из колонн установки. Затем можно подключать установку к источнику электроэнергии.

Перед первым пуском необходимо освободить площадь вблизи установки от инструмента, приспособлений, обтирочных материалов, посторонних предметов, а также проверить соединения труб, креплений колонн, затяжку накидных гаек трубопроводов и предупредить обслуживающий персонал о пуске установки. Не разрешается производить запуск установки без необходимого количества масла в гидробаке, при неисправной контрольно-измерительной аппаратуре.

Эксплуатация установки производится при строгом соблюдении правил противопожарной безопасности. Это должно быть вентилируемое помещение, в котором обязательно присутствуют средства пожаротушения и аптечка с необходимыми медикаментами.

При обнаружении каких-либо отклонений от нормальной работы установки необходимо немедленно приостановить ее работу. Повторный запуск установки разрешается только после устранения всех выявленных неисправностей.

Перед демонтажем установки необходимо отключить ее от источника электроэнергии и принять меры по недопущению его случайного включения.

Не допускается:

- производить разборку гидросистемы под давлением;
- производить разборку маслопроводов, а также подтягивать крепежные накидные гайки и соединения гидросистемы под давлением;
- производить сварочные работы на подсоединенных трубопроводах, находящихся под давлением;
- категорически запрещается работать на установке без защитного кожуха на контейнере при нагружении его рабочим давлением.

3. Заключение

Таким образом, выполненные исследования позволили реализовать следующее:

1. Разработана конструкция установки для определения прочности материалов произвольной формы на одноосное сжатие;
2. Приведен детальный расчет прочностных характеристик основных узлов УОП;
3. Разработанная установка в совокупности с запатентованным способом позволит оперативно контролировать изменения горно-геологической ситуации на любом горнодобывающем предприятии и контролировать качества сырья и готовой продукции в на предприятиях строительной отрасли.
4. Для внедрения разработки в производство необходимо пройти цикл приемочных испытаний.

ЛИТЕРАТУРА:

1. ГОСТ 24941-81. Межгосударственный стандарт. Породы горные. Методы определения механических свойств нагружением сферическими инденторами. – М., 1981. – 15 с.
2. ГОСТ 21153.8-88. Государственный стандарт союза ССР. Породы горные. Метод определения предела прочности при объемном сжатии. – М., 1988. – 15 с.
3. ГОСТ 21153.2-84. Межгосударственный стандарт. Породы горные. Методы определения предела прочности при одноосном сжатии. – М., 1984. – 8 с.
4. ГОСТ 21153.3-85. Государственный стандарт СССР. Породы горные. Методы определения предела прочности при одноосном растяжении. – М., 1984. – 18 с.
5. ГОСТ 25.503-97. Межгосударственный стандарт. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Метод испытания на сжатие. – М., 1997. – 27 с.
6. Стариков, Г. П. Определение прочности диспергированных горных пород / Г. П. Стариков, Т. Н. Мельник, Д. А. Нескреба // Физика и техника высоких давлений. – 2020. – Т. 30. – № 4. – С. 83-92.
7. Способ определения прочности угольного вещества: пат. 2790335 Рос. Федерация. – № 2021122960; заявл. 29.07.2021; опубл. 16.02.2023, Бюл. № 5 10 с.

Поступила в редколлегию 18.02.2023 г.

УДК 621.838.222

М. П. Шишкарев, д-р техн. наук, доцент
Донской государственной технической университет, РФ
Тел.: 8 908 193 33 93; E-mail: shishkarev_m_p@mail.ru

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АДАПТИВНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ

В статье приведены результаты исследования перераспределения вращающего момента между парами трения в адаптивных фрикционных муфтах первого поколения с дифференцированными парами трения при передаче нагрузки, меньшей номинальной нагрузки.

Установлено, что муфта работает с запасом сцепления, большим установленного запаса сцепления, и способна кратковременно передать вращающий момент, больший, чем номинальный вращающий момент. Доказано, что при настроенном значении коэффициента трения многодисковый вариант адаптивной фрикционной муфты первого поколения с дифференцированными парами трения может работать только в адаптивном режиме.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, коэффициент запаса сцепления, дифференцированные пары трения, коэффициент усиления, коэффициент трения.

M. P. Shishkarev

OPERATIONAL CHARACTERISTICS ADAPTIVE FRICTION COUPLINGS

The article presents the results of a study of the redistribution of torque between friction pairs in adaptive friction clutches of the first generation with differentiated friction pairs when transferring a load smaller than the nominal load. It is established that the clutch operates with a clutch reserve greater than the established clutch reserve, and is capable of briefly transmitting a torque greater than the nominal torque. It is proved that with the adjusted value of the friction coefficient, the multi-disc version of the adaptive friction clutch of the first generation with differentiated friction pairs can only work in adaptive mode.

Keywords: adaptive friction clutch, clutch reserve coefficient, differentiated friction pairs, gain coefficient, friction coefficient.

1. Введение

В работах, посвященных исследованию и синтезу адаптивных фрикционных муфт (АФМ), например, в [1–3], величина настроенного вращающего момента муфт принимается равной номинальному вращающему моменту машины, поддержание которого необходимо для нормального хода технологического процесса даже при настройке АФМ с учетом минимального значения коэффициента трения между элементами фрикционных пар муфты [4], так как даже незначительное внешнее случайное возмущение, воздействующее на систему, приведет к срабатыванию муфты.

Цель исследования. Оценка технико-эксплуатационных показателей адаптивных фрикционных муфт с учетом коэффициента запаса сцепления.

Задачи исследования. 1. Оценка перераспределения внутренней нагрузки адаптивных фрикционных муфт с дифференцированными парами трения при передаче нагрузки, меньшей номинальной. 2. Оценка нагрузочной способности адаптивных фрикционных муфт в указанных эксплуатационных условиях. 3. Определение оптимального, по критериям нагрузочной способности и точности срабатывания, общего числа пар трения.

2. Основное содержание и результаты работы

Рассмотрим процесс формирования величины предельного вращающего момента АФМ при нормальном ходе технологического процесса, если настройка муфты произведена с учетом коэффициента запаса сцепления [5]. Учет данного коэффициента при

© Шишкарев М.П.; 2023

настройке АФМ позволяет снизить вероятность срабатываний муфты, которые не обусловлены значительными перегрузками, могущими привести к выходу из строя узлов и деталей привода машины, и повысить надежность ее работы.

Обозначим через T_m номинальный (рабочий) вращающий момент, действующий в машине, а через T_n – настроечный момент АФМ. Тогда можно записать:

$$T_n = \beta_n T_m, \tag{1}$$

где β_n – коэффициент запаса сцепления, принимаемый при настройке АФМ.

Обратимся в качестве примера к муфте Н.Д. Вернера, кинематическая схема которой показана на рис. 1, а. Передача вращающего момента между полумуфтами 1 и 2 осуществляется при помощи пакета фрикционных дисков 3 и 4, соединенных соответственно с полумуфтой 2 и с нажимным диском 5, который установлен свободно на ступице полумуфты 1.

Управляющее устройство состоит из тел качения (шариков) 6, размещенных в гнездах со скошенными боковыми стенками нажимного диска 5 и упорного диска 7 (рис. 1, б), который жестко закреплен на ступице полумуфты 1.

Силовое замыкание пар трения пакета фрикционных дисков осуществляется при помощи предварительно затянутой пружины 8, усилие которой передается на нажимной диск 5 через упорный подшипник.

При работе муфты передаваемый вращающий момент распределяется равномерно между парами трения, если $T_n = T_{m1}$ (где T_{m1} – предельный вращающий момент при срабатывании муфты).

Установим распределение вращающих моментов, передаваемых парой трения 3–7 и остальными парами трения, которые связаны с полумуфтой 2 и нажимным диском 5, в том случае, когда величина вращающего момента муфты равна номинальному вращающему моменту машины, т. е. $T_m \pm \Delta T_m$, считая отклонения номинального момента одинаковыми (рис. 2).

Вращающий момент ΔT_m определяет величину поля рассеивания момента T_m , допускаемую по условию нормального хода технологического процесса, выполняемого машиной [6].

Используя данное обстоятельство, представим ширину поля рассеивания вращающего момента T_m в следующем виде:

$$2\Delta T_m = pT_m,$$

или

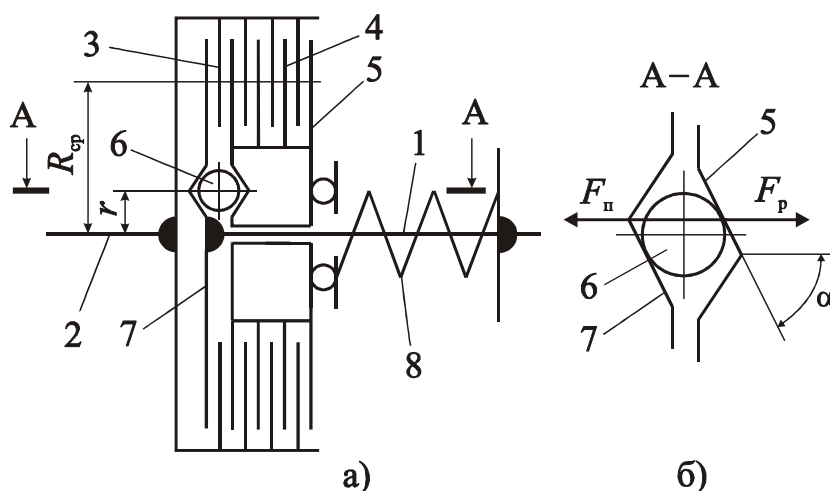


Рисунок 1. Принципиальная схема АФМ первого поколения (типа муфты Н.Д. Вернера)

$$\Delta T_m = p \frac{T_m}{2}, \tag{2}$$

где p – коэффициент; $p < 1$.

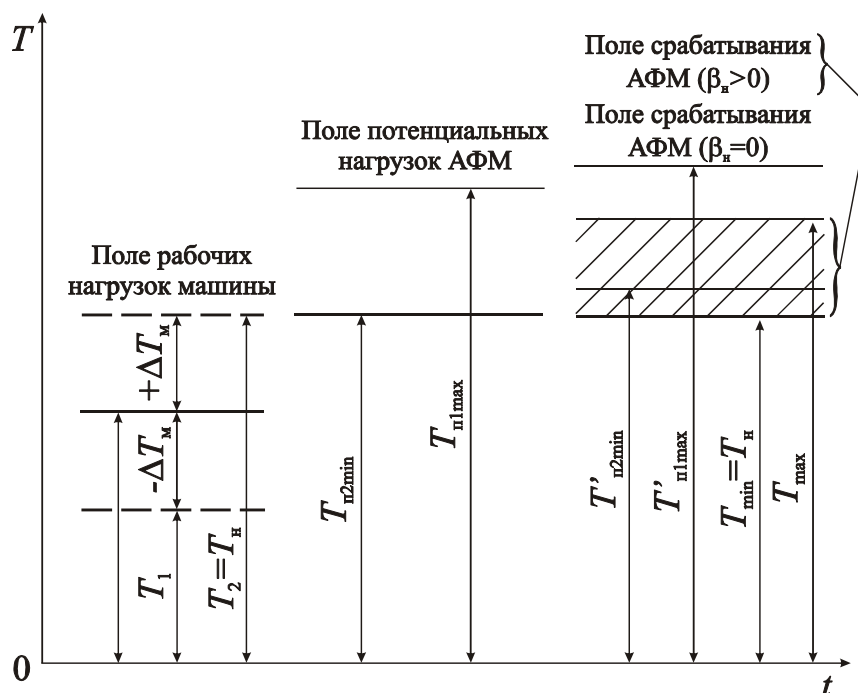


Рисунок 2. Поле рабочих нагрузок машины, поле потенциальных нагрузок и поля срабатывания АФМ при различных значениях коэффициента запаса

На основании равенства (2) формула для вычисления величины вращающего момента, соответствующего нижнему граничному значению поля рассеивания, имеет следующий вид:

$$T_1 = T_m - \Delta T_m = \frac{(2-p)T_m}{2}, \tag{3}$$

а величины вращающего момента, соответствующего верхнему граничному значению поля рассеивания, –

$$T_2 = T_m + \Delta T_m = \frac{(2+p)T_m}{2}. \tag{4}$$

В результате приложения к полумуфте 2 момента нагрузки $T_{mi} = (1 \mp 0,5p)T_m$ могут иметь место два независимые один от другого варианта, если:

- момент сил трения пары 3–7 равен моменту T_{mi} или превышает его;
- момент нагрузки T_{mi} больше, чем момент сил трения пары 3–7.

В первом варианте весь момент нагрузки T_{mi} будет передаваться парой трения 3–7. При этом тела качения 6 и остальные пары трения (кроме указанной) никакой нагрузки не передают, и муфта работает в неадаптивном режиме, который характеризуется выключением из работы устройства обратной связи.

Первый вариант реализуется при выполнении следующего условия:

$$T_1 \geq T_m, \tag{5}$$

где T_1 – момент сил трения пары 3–7.

На данной стадии исследования учитывается номинальный вращающий момент машины T_m .

При выключенном из работы устройстве обратной связи величина момента T_1 вычисляется по формуле:

$$T_1 = F_n R_{cp} f_i, \quad (6)$$

где F_n – сила натяжения пружины 8 (рис. 1, а); R_{cp} – средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков 3 и 4; f_i – текущее значение коэффициента трения.

Величина настроечного вращающего момента АФМ определяется по формуле [1]

$$T_n = z \beta_n F_n R_{cp} \frac{f}{1 + (z-1)Cf}, \quad (7)$$

где z – общее число пар трения АФМ; C – коэффициент усиления (КУ) устройства обратной связи:

$$C = \frac{R_{cp}}{r} \operatorname{tg} \alpha,$$

α – угол скоса боковой стенки гнезда УУ (рис. 1, б); r – радиус окружности, на которой расположены тела качения УУ (рис. 1, а); f – настроечное значение коэффициента трения.

Подставляя правые части соотношений (6) и (7) (с учетом равенства (1)) в выражение (5) и принимая $f_i = f$, находим множество решений составленного неравенства

$$z \in \left(1; \frac{f_{\max} + f}{f_{\max}} \right). \quad (8)$$

Множество решений (8) включает граничные значения найденной области и получено с использованием известного из работы [6] ограничения величины КУ в виде

$$C \leq \frac{1}{(z-1)f_{\max}}.$$

Здесь и выше f_{\max} – максимальный коэффициент трения.

Анализ множества решений (8) показывает, что реализация условия (5) (посредством назначения определенной величины параметра z) зависит от текущего значения коэффициента трения f_i . Принимая $f_i = f_{\max}$, получаем, на основе множества решений (8), что $1 \leq z \leq 2$. При меньшем текущем значении коэффициента трения, в частности, при $f_i = f_{cp} = 0,3$ (f_{cp} – среднее (расчетное) значение коэффициента трения, $f_{cp} = 0,3$ – для пары трения «сталь – асбофрикционный материал») и при $f_{\max} = 0,8$ реально может быть принято $z = 1$. Это единственное реальное целочисленное значение должно быть принято, т. к. величина коэффициента трения непостоянная.

Поскольку найденное значение соответствует нижнему граничному значению множества решений (8), условие (5) принимает форму равенства.

Таким образом, первый вариант может быть реализован при единственном значении $z = 1$ только при условии справедливости равенства $T_1 = T_m$ и в номинальном режиме работы машины АФМ передает вращающий момент, равный T_m .

Для исследования второго варианта, а также режима работы при $T_{mi} > T_m$ в первом варианте, объединим правые части равенств (3) и (4), полагая при этом, что $p_i = var = 0...p$. Благодаря этому можно при исследовании учесть весь интервал вероятных номинальных нагрузок машины.

Если $T_1 < T_{mi}$, то пара трения 3–7 не может передать номинальный вращающий момент машины $T_{mi} \geq T_m$ и часть вращающего момента, равная $\Delta T_{mi} = T_{mi} - T_1$, будет передаваться остальными парами трения посредством тел качения 6.

В результате этого возникает распорная сила между телами качения и боковыми стенками гнезд и происходит перераспределение нагрузки между парой трения 3–7 и остальными парами трения.

Поскольку после перераспределения нагрузки момент сил трения в каждой паре трения будет одинаков, для принципиальной схемы АФМ (см. рис. 1, а) запишем, с учетом соотношения (1)

$$F_p = \frac{(z-1)(2\mp p)T_n \operatorname{tg}\alpha}{2z\beta_n r}, \quad (9)$$

где F_p – распорная сила, действующая между телами качения и боковыми стенками гнезд.

Величина вращающего момента АФМ, с учетом соотношения (9), вычисляется по формуле

$$T_n = zR_{cp}f_i(F_n - F_p) = zR_{cp}f_i \frac{2\beta_n + (z-1)[2\beta_n - (2\mp p)]Cf}{2\beta_n[1+(z-1)Cf]}. \quad (10)$$

По условиям эксплуатации машины ее наибольший номинальный вращающий момент T_2 не должен превышать настроечный момент муфты. Примем $T_2 = T_n$, тогда, с учетом соотношения (4), получаем:

$$p = 2(\beta_n - 1). \quad (11)$$

Соответственно этому нижнее предельное значение номинального вращающего момента машины вычисляется по следующей формуле:

$$T_1 = zF_n R_{cp} f_i \frac{2 - \beta_n}{\beta_n [1 + (z - 1) Cf]}. \quad (12)$$

Вращающий момент T_n , величина которого определяется по соотношению (10), представляет собой потенциальное значение вращающего момента, который при номинальной нагрузке машины может передать АФМ. Как следует из сравнения правых частей соотношений (7) и (10), справедливо неравенство $T_n > T_n$, кроме значения вращающего момента T_2 .

Очевидно, что справедливым также является неравенство $T_n > T_m$.

Значение вращающего момента T_n , соответствующее нижней границе поля рассеивания номинального вращающего момента машины, можно определить, подставляя в формулу (10) представление коэффициента p через коэффициент запаса β_n . Имеем:

$$T_{n1} = zF_n R_{cp} f_i \frac{\beta_n + 2(z-1)(\beta_n - 1)Cf}{\beta_n [1 + (z-1)Cf]}. \quad (13)$$

Сопоставление правых частей соотношений (12) и (13) показывает, что $T_{n1} > T_1$. Очевидно, что и $T_{n1} > T_n$, это следует из сравнения правых частей соотношений (7) и (13).

Таким образом, при нагружении АФМ вращающим моментом, величина которого принадлежит полю рассеивания номинального вращающего момента машины T_{mi} , кроме верхнего граничного значения, муфта способна потенциально передать вращающий момент, больший, чем ее настроечный момент.

Исследование поведения системы при наступлении перегрузки в машине выполним на основе анализа распределения нагрузки между парами трения АФМ в начальный период времени прироста вращающего момента ΔT .

Поскольку в муфте действует распорная сила, определим разность между величинами номинального вращающего момента машины T_{mi} и предельным потенциальным моментом сил трения пары 3–7:

$$\Delta T_n = T_{mi} - T_{3-7} = \frac{F_n R_{cp}}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf]} \{ (2\mp p)[z + (z-1)Cf_i]f - 2\beta_n f_i [1 + (z-1)Cf] \}. \quad (14)$$

Разность в фигурных скобках соотношения (14) зависит от текущего значения коэффициента трения и будет положительной, если выполняется следующее условие:

$$f_i < \frac{(2\mp p)zf}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf] - (2\mp p)(z-1)Cf}. \quad (15)$$

Поскольку представляет интерес соотношение между величиной настроечного вращающего момента АФМ и величиной ее практического вращающего момента при срабатывании после приложения дополнительной нагрузки, представим прирост вращающего момента ΔT в виде

$$\Delta T = T_n - T_{mi},$$

или, с учетом соотношений (1), (3) и (4), –

$$\Delta T = \frac{2\beta_n - (2\mp p)}{2\beta_n} T_n. \quad (16)$$

При выполнении неравенства (15) величина вращающего момента, передаваемого парами трения, которые связаны с нажимным диском 5, определится в результате суммирования величин вращающих моментов по соотношениям (14) и (16), т. е.

$$\Delta T_n + \Delta T = \frac{F_n R_{cp}}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf]} \{ (z-1)Cff_i [(2\mp p) - 2\beta_n] + 2\beta_n (zf - f_i) \}. \quad (17)$$

Формула (17) получена с учетом соотношения (7).

Аналогично соотношению (9), величина распорной силы на телах качения УУ в рассматриваемом случае составляет, с учетом формулы (17):

$$F_p' = \frac{\Delta T_n + \Delta T}{r} \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_n C}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf]} \{ (z-1)Cff_i [(2\mp p) - 2\beta_n] + 2\beta_n (zf - f_i) \}.$$

Подставляя представление F_p' в уравнение вида

$$T_n' = zR_{cp} f_i (F_n - F_p'),$$

получаем

$$T_n' = zF_n R_{cp} f_i \frac{2\beta_n [1 + (z-1)Cf] + (z-1)Cff_i [2\beta_n - (2\mp p)] - 2\beta_n C(zf - f_i)}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf]}. \quad (18)$$

Необходимо отметить, что формула (18) показывает максимальную перегрузку при работе АФМ в адаптивном режиме в процессе передачи номинального вращающего момента $T_m \pm \Delta T_m$. Эта перегрузка имеет место в период срабатывания и затем, при буксовании муфты, уменьшается до значения, равного T_{ni} и определяемого по соотношению

(7) при текущем значении коэффициента трения, соответствующем периоду срабатывания муфты.

Сопоставление правых частей соотношений (10) и (18) приводит к разности

$$\Delta T'_n = \frac{z F_n R_{cp} f_i}{2 \beta_n [1 + (z-1) C f]} [\{(z-1)\{[2\beta_n - (2 \mp p)] C f_i + (2 \mp p)\} - 2z\beta_n\} f + 2\beta_n f_i].$$

Знак полученной разности при фиксированных значениях параметров β_n , p и f зависит от параметров z и f_i . Для установления характера изменения разности воспользуемся графическим способом.

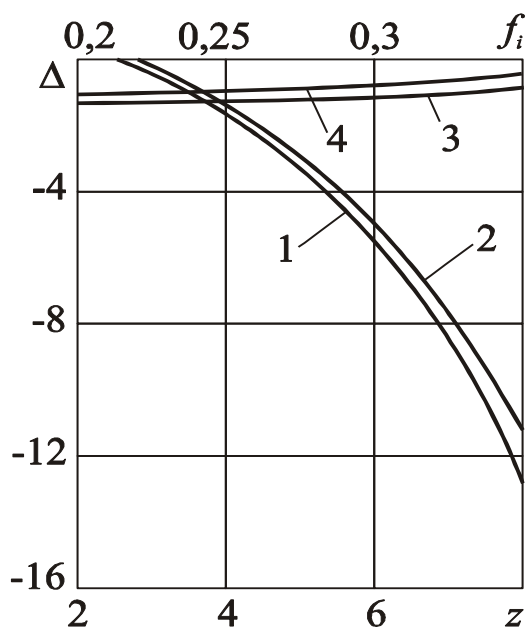


Рисунок 3. Зависимости $\Delta(z)$ и $\Delta(f_i)$

нию (18). С увеличением параметра z увеличивается и разность Δ , в то время как при фиксированном значении параметра z разность Δ уменьшается с ростом f_i (кривые 3 и 4).

При исследовании влияния величины коэффициента трения на фактическую точность срабатывания АФМ и величину вращающего момента T'_n в рассматриваемых условиях необходимо учитывать изменение величины вращающего момента АФМ в соответствии с изменением коэффициента трения. В этом случае величина вращающего момента АФМ определяется по формуле (7) при соответствующем значении коэффициента трения. Очевидно, что в данном случае исходное значение коэффициента запаса β_n , которое применено выше, непригодно, поскольку пороговое значение вращающего момента T_n увеличивается [1].

При значении $f = f_{min}$ (f_{min} – минимальное значение коэффициента трения) величины локальных коэффициентов точности АФМ определяются по следующей формуле:

$$K_{\tau i} = \frac{T_i}{T_n},$$

где T_i – текущее значение вращающего момента, при котором срабатывает АФМ, если

На рис. 3 показаны графики зависимостей $\Delta(z)$ и $\Delta(f_i)$ (Δ – числитель дроби). Графики построены при $\beta_n = 1,25$, $p = 0,5$, $f = 0,1$.

Кривые 1 и 2 на рис. 3 отражают зависимость $\Delta(z)$, кривые 3 и 4 – зависимость $\Delta(f_i)$ при $z = 4$. Нечетные кривые соответствуют нижнему граничному значению поля рабочих нагрузок машины, четные кривые – его верхнему граничному значению.

Нижнее граничное значение коэффициента трения f_i соответствовало соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

$\beta_n = 1$.

Используя соотношение (1), получаем

$$K_{\tau i} = \frac{T_i}{\beta_n T_m},$$

или

$$\frac{T_i}{T_m} = K_{\tau i} \beta_n = \beta_i, \tag{19}$$

где β_i – текущее значение коэффициента запаса.

Очевидно, что $\beta_i > \beta_n$: это указывает на увеличение фактического значения коэффициента запаса при увеличении коэффициента трения.

Для рассматриваемой схемы АФМ текущая величина коэффициента точности определяется по формуле

$$K_{\tau i} = \frac{f_i [1 + (z-1)Cf]}{f [1 + (z-1)Cf_i]}. \tag{20}$$

Используя соотношения (19) и (20), преобразуем формулу (16) к виду, учитывающему изменение величины настроечного вращающего момента АФМ в связи с изменением коэффициента трения:

$$T_n' = z F_n R_{cp} f_i \left(1 + (f_i - f)C + (z-1)C^2 f \left\{ f_i - \frac{(2\bar{\tau} p) f [1 + (z-1)Cf_i]}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf]} \right\} \right). \tag{21}$$

Заметим, что формула (21) справедлива в тех случаях, когда рабочий вращающий момент машины и перегрузка ΔT превышают момент сил трения пары 3–7 АФМ. Поскольку рабочий вращающий момент машины и перегрузочный вращающий момент ΔT в сумме составляют в рассматриваемом случае настроечный вращающий момент АФМ, запишем:

$$T_n > T_1,$$

или, с учетом соотношений (6) и (7), –

$$z F_n R_{cp} \frac{f}{1 + (z-1)Cf} > F_n R_{cp} f_i.$$

Из последнего неравенства вытекает ограничение текущего значения коэффициента трения f_i , удовлетворяющего поставленному условию:

$$f_i < \frac{zf}{1 + (z-1)Cf}. \tag{22}$$

Если неравенство (22) не выполняется, действие вращающего момента ΔT при перегрузке приводит к срабатыванию АФМ, поскольку $T_n < T_1$; вся нагрузка будет передаваться парой трения 3–7, а распорная сила между телами качения и боковыми стенками гнезд отсутствует.

В данном случае величина предельного вращающего момента определяется по формуле (6).

Очевидно, что, согласно ограничению (22), можно при помощи параметра z варьировать верхнее граничное значение интервала изменения величины коэффициента трения, внутри которого АФМ сохраняет адаптивные качества. Учитывая данное обстоятельство, сопоставим предельные значения вращающих моментов АФМ при функционировании в адаптивном и неадаптивном режимах.

Поскольку сопоставление должно производиться при одинаковом значении коэффициента трения f_i , с формальной точки зрения это представляется невозможным ввиду однозначного ограничения величины f_i согласно неравенству (22). Однако, учитывая, что в неадаптивном режиме работы АФМ величина вращающего момента при срабатывании не зависит от числа пар трения, подобное сравнение допустимо и представляется вполне корректным.

Используя приведенное представление для КУ, запишем неравенство (22) в виде

$$f_i < \frac{z f_{\max}}{f + f_{\max}}.$$

Последнее неравенство указывает на прямую зависимость между верхним граничным значением коэффициента трения и числом фрикционных пар АФМ.

Для упомянутого сопоставления нагрузочной способности АФМ необходимо установить картину срабатывания ее в неадаптивном режиме.

В процессе срабатывания АФМ можно выделить две фазы. Для первой фазы характерно срабатывание муфты при моменте сил трения пары 3–7. После начала буксования указанной пары трения в работу вступают тела качения УУ, благодаря чему происходит перераспределение вращающего момента между всеми парами трения АФМ.

После этого наступает вторая фаза, в которой происходит скольжение (буксование) всех пар трения АФМ. Момент сил трения скольжения муфты при этом определяется по аналогии с соотношением (7)

$$T_i = z F_{\text{н}} R_{\text{ср}} \frac{f_i}{1 + (z-1) C f_i}. \quad (23)$$

Сравнение величин вращающих моментов T_1 и T_i показывает, что неравенство $T_i < T_1$ выполняется при значениях коэффициента трения, удовлетворяющих условию

$$f_i > \frac{1}{C} = (z-1) f_{\max}.$$

Данное условие показывает, что упомянутое неравенство не выполняется ни при каких значениях параметра z . Если принять $z=2$, то при $f_i = f_{\max}$ выполняется равенство $T_i = T_1$. При $z=1$ указанный процесс сопоставления неприемлем, поскольку в АФМ постоянно действует распорная сила и выполняется равенство $T_i = T_1$. Это утверждение относится также к многодисковым АФМ со всеми ведущими парами трения.

Поскольку в первой фазе срабатывания АФМ начинает работать в неадаптивном режиме, число пар трения должно удовлетворять обратному неравенству (22).

Ввиду сложности сопоставления величин вращающих моментов $T_{\text{н}}$ и T_i по соотношениям (16) и (23) в аналитической форме, воспользуемся графическим способом, построив в координатных осях $T - f_i$ графики указанных функций.

Поскольку установлено, что при выбранном числе пар трения z муфта в интервале значений $f_{\min} \dots f_{\max}$ может работать либо только в адаптивном режиме в одной части указанного интервала и в неадаптивном режиме – в другой части этого интервала, сопоставление в абсолютных значениях величин вращающих моментов не представляется возможным.

В связи с этим будем производить сопоставление по относительным оценкам – ширине поля рассеивания величины вращающего момента и коэффициенту точности АФМ.

Для этого необходимо построить графики, отражающие соответствующие вели-

чины вращающего момента T_n , вычисленные по соотношению (6).

Графики функций (16) и (23), а также упомянутые выше графики показаны на рис. 4. Кривая 1 и прямая 2 отражают функцию (16) и соответствующую ей функцию (7), кривая 3 и прямая 4 – функцию (23) и соответствующее значение вращающего момента T_n .

При построении всех графиков приняты следующие исходные данные: $F_n=500$ Н, $R_{cp}=0,1$ м, $f=0,1$. Кривая 1 и прямая 2 построены при $z=10$, $C=0,42$. Значения коэффициентов β_n и p приняты теми же, что и при построении графиков на рис. 2.

Графики, изображенные на рис. 4, показывают, что, с учетом масштабного фактора (1:2,5), поля рассеивания величин вращающего момента и коэффициента точности при работе АФМ в адаптивном режиме приблизительно в 1,5 раза больше, чем при работе муфты в неадаптивном режиме. Характер кривой 3, который объясняется работой АФМ в адаптивном режиме на участке значений коэффициента трения 0,1...0,355, позволяет предположить возможность выбора оптимальной величины параметра z на основе равенства максимальных величин вращающего момента при работе АФМ в адаптивном и неадаптивном режимах (точки a и b на рис. 4).

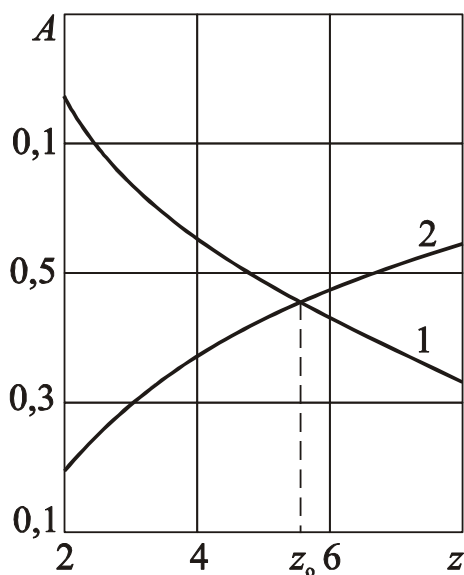


Рисунок 5. Графическое решение системы уравнений

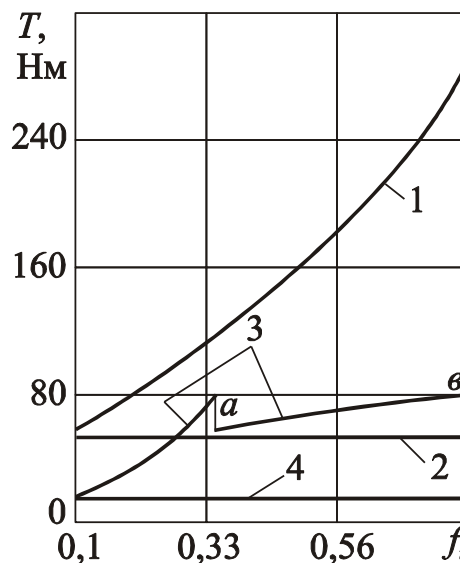


Рисунок 4. Зависимости вращающего момента АФМ от коэффициента трения

Это позволяет выбрать максимальное значение параметра z при работе АФМ в неадаптивном режиме.

Для рассмотрения этого представим ограничение величины коэффициента трения f_i , приведенное выше, в форме равенства и подставим полученный результат в соотношение (16), после чего, приравняв правые части формул (16) и (23) (при $f_i = f_{max}$), решим составленное уравнение относительно неизвестного члена z .

Решение кубического уравнения в аналитической форме привело бы к громоздким математическим выкладкам, поэтому воспользуемся графическим способом.

На рис. 5 показано графическое решение системы уравнений $A(z)$ и $A_1(z)$, где

$$A = \frac{1}{1 + (z - 1)Cf_{max}}$$

$$A_1 = \frac{zf}{f + f_{\max}} \times \frac{2\beta_n [1 + (z-1)Cf] + (z-1)zCf^2 f_{\max} / (f + f_{\max}) [2\beta_n - (2 \mp p)] - 2\beta_n zCf [1 + f_{\max} / (f + f_{\max})]}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf]}$$

В уравнении $A_1(z)$ при построении графика принят знак «-» перед коэффициентом

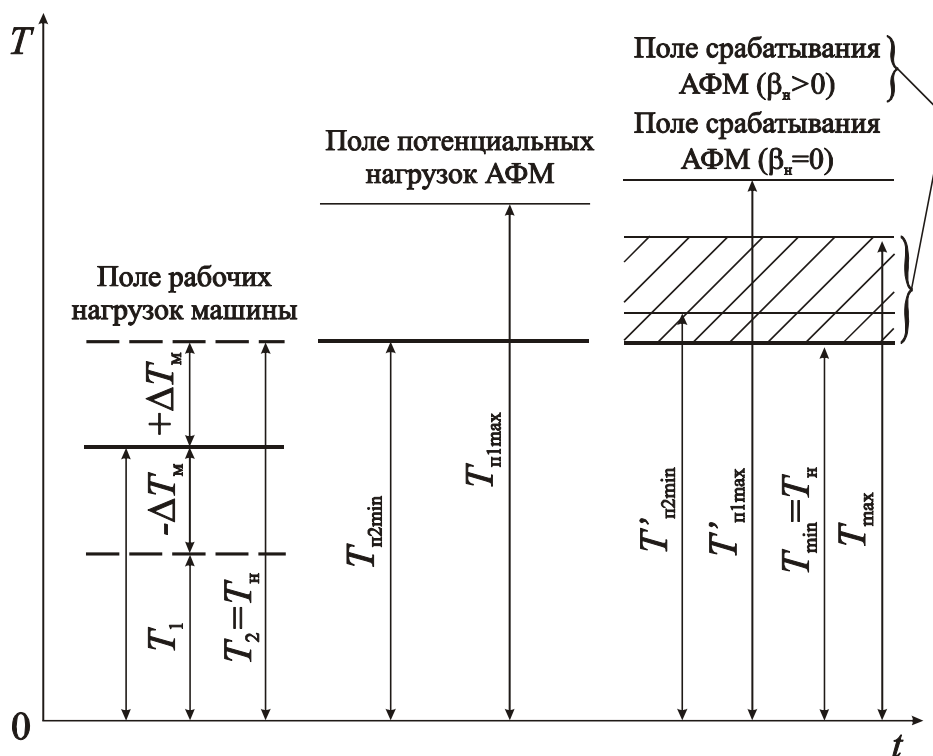


Рисунок 6. Схема полей рассеивания рабочих нагрузок машины, потенциального поля срабатывания АФМ и полей срабатывания муфты в адаптивном и неадаптивном режимах

том p , поскольку в рассматриваемом случае вращающий момент T'_n наибольший.

При построении графиков приняты следующие исходные данные: $f = 0,1$, $f_{\max} = 0,8$, $C = 0,35$, $\beta_n = 1,25$, $p = 0,5$.

Результат решения представляет собой, чаще всего дробное число, поэтому его необходимо округлить до ближайшего меньшего целого числа z , поскольку величина вращающего момента T'_n увеличивается быстрее, чем величина вращающего момента T_i (см. рис. 3).

Найденное значение параметра z_0 удовлетворяет критерию оптимального сочетания нагрузочной способности и точности срабатывания АФМ при ее ограниченных габаритных размерах.

На рис. 6 приведена схема расположения поля рассеивания рабочей нагрузки машины, потенциального поля срабатывания АФМ, а также полей срабатывания муфты при передаче рабочей нагрузки машины в адаптивном и в неадаптивном режимах, составленная по результатам исследования.

Обсуждение и результаты. Установление потенциального вращающего момента

в АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения при определенном режиме работы, являющегося следствием перераспределения нагрузки между ведущими и ведомыми парами трения позволяет констатировать способность кратковременно передавать вращающий момент, больший, чем номинальный вращающий момент.

Получен результат, заключающийся в установлении прямой связи между нормативной величиной коэффициента запаса и величиной потенциального запаса АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения.

Получение указанных результатов и закономерностей, присущих АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения, позволило найти зависимость для определения оптимального количества пар трения, обеспечивающего максимальную нагрузочную способность и наибольшую точность срабатывания муфты.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения для определения оптимального количества пар трения, обеспечивающего максимальную нагрузочную способность и наибольшую точность срабатывания муфты.

3. Заключение

1. При передаче нагрузки, меньшей номинальной нагрузки, в АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения происходит перераспределение вращающего момента между парами трения, вследствие чего муфта работает с запасом сцепления, большим установленного запаса сцепления.

2. При перегрузке в условиях, указанных в п. 1, АФМ способна кратковременно передать вращающий момент, больший, чем номинальный вращающий момент.

3. При настроечном значении коэффициента трения многодисковый вариант АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения может работать только в адаптивном режиме.

4. Величина потенциального запаса сцепления АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения зависит от установленного значения его и возрастает с увеличением последнего.

5. При работе АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения в адаптивном режиме в условиях действия перегрузок и изменения величины коэффициента трения значение вращающего момента при срабатывании выше, чем в неадаптивном режиме.

6. Величина интервала текущих значений коэффициента трения, внутри которого АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения работает в неадаптивном режиме, зависит от общего числа пар трения муфты и граничных значений общего интервала изменения коэффициента трения. Существует оптимальное, по критериям нагрузочной способности и точности срабатывания, общее число пар трения АФМ.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Шишкарев, М. П. Модернизация адаптивной фрикционной муфты второго поколения / М. П. Шишкарев, Чан Ван Дык // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – № 10. – С. 40–46.

2. Шишкарев, М. П. Исследование адаптивной фрикционной муфты с комбинированной обратной связью / М. П. Шишкарев, Чан Ван Дык // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – № 9. – С. 25–32.

3. Шишкарев, М. П. Анализ точности срабатывания адаптивной фрикционной муфты второго поколения / М.П. Шишкарев, Чан Ван Дык // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2016. – № 5. – С. 33–38.

4. Шишкарев, М. П. Влияние точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт на массу привода машины / М. П. Шишкарев, Чан Ван Дык // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. – № 3. – С. 6–12.
5. Шишкарев, М. П. Оптимизация коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт первого поколения с дифференцированными парами трения / М. П. Шишкарев // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 4. – С. 36–39.
6. Фокин, А. Е. Исследование адаптивной фрикционной муфты с дифференцированными парами трения / А. Е. Фокин, М. Д. Гавриленко, М. П. Шишкарев // Вестн. ДГТУ. – 2011. – Т. 11. – № 1 (52). – С. 49–56.
7. Шишкарев, М. П. Точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения с дифференцированными парами трения (ч. 2) / М. П. Шишкарев // Известия ОрелГТУ. – 2008. – № 3-2/271 (546). – С. 67–71.
8. Шишкарев, М.П. Функциональные связи между характеристиками предохранительных фрикционных муфт / М. П. Шишкарев // Вестн. машиностроения. – 2006. – № 5. – С. 8–10.
9. А. с. 1055915 СССР, МПК³ F 16 D 7/02, F 16 D 13/04. Предохранительная фрикционная муфта / М. П. Шишкарев (СССР). – № 3475963/25–27; заявл. 28.07.82; опубл. 23.11.83. Бюл. № 43. – 6 с.: ил.
10. Шишкарев, М. П. Условие и возможность реализации высокой точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт / М.П. Шишкарев // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. – № 3. – С. 3–6.
11. Шишкарев, М. П. Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт / М. П. Шишкарев // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 2. – С. 42–44.
12. Шишкарев, М. П. Аналитическое обоснование оптимального способа настройки предохранительных фрикционных муфт / М. П. Шишкарев // Вестник машиностроения. – 2009. – № 9. – С. 3–6.

Поступила в редколлегию 10.02.2023 г.

УДК 621.793.7

F. I. Panteleenko, a member- correspondent. NAN B, Ph. D., Professor,
V. A. Okovity, Ph. D., **O. G. Devoino**, Ph. D., Professor, **A. S. Volodko**, **V. A. Sidorov**, Ph. D., associate Professor, **V. V. Okovity**, **A.A Litvinko**
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus
Tel./ Fax+375 17 293-95-99, niil_svarka@bntu.by
V. M. Astashinsky, a member- correspondent. NAS B, D. Phys. - math. n., prof.
A. V. Lykov Institute of Heat and Mass Transfer of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus,
Tel. / Fax +375 17 284-24-91, ast@hmti.ac.by

STUDY OF PROCESSED BY COMPRESSION PLASMA OF MULTILAYER PLASMA COATINGS BASED ON CERAMICS

The article considers the technique of compression plasma treatment of multilayer plasma coatings based on cermet powders. The optimization of the modes of action on the near-surface layers of the formed wear-resistant coatings was carried out, both the distance of the compression-plasma treatment and the total number of input energy pulses were varied. Both the level of energy supplied to the formed coating and necessary for the processes of their melting and compaction, and the thickness of the resulting layers formed during their processing, depend on these technological parameters. In all experiments, the optimal criterion for the experiment was to obtain a total porosity in the near-surface layers in the range of 1.5–2.5%, these parameters provide an improvement in the oil-retaining capacity and lead to an increase in the wear resistance of the formed wear-resistant plasma coatings. The optimal distances according to the criteria we have chosen when processing near-surface layers of formed wear-resistant coatings are 0.09-0.10 m (for ПП-Х18Н15) and 0.10-0.11 m (for ПП-Х18Н15 - Мо - МоS₂). When controlling the parameters of the total porosity in accordance with the applied processing distances, almost complete coincidence with the required values of 1.0–2.0% is seen. Under a single impact with a pulse, the grains in the layers treated with a plasma flow are angular, non-isometric, and oriented almost in the direction perpendicular to the plane of the treated sample. This preferred orientation of grains is probably associated with the crystallization process during further cooling of the sample in the directions of heat removal.

Keywords: ceramic-metal plasma coatings, compression plasma flows, treatment distance, molded structures, near-surface layers, wear-resistant coatings, mechanical properties.

Ф. И. Пантелеенко, В. А. Оковитый, О. Г. Девойно, А. С. Володько, В. А. Сидоров, В. В. Оковитый, А. А. Литвинко, В. М. Асташинский

ИССЛЕДОВАНИЕ ОБРАБОТАННЫХ КОМПРЕССИОННОЙ ПЛАЗМОЙ МНОГОСЛОЙНЫХ ПЛАЗМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ НА ОСНОВЕ МЕТАЛЛОКЕРАМИКИ

В статье рассмотрена методика обработки компрессионной плазмой многослойных плазменных покрытий на основе металлокерамических порошков. Проведена оптимизация режимов воздействия на приповерхностные слои сформированных износостойких покрытий. Варьировались как дистанция компрессионно - плазменной обработки, так и суммарное количество подводимых импульсов энергии. От этих технологических параметров зависят как уровень энергии, подводимый к сформированному покрытию и необходимый для процессов их оплавления и уплотнения, так и формирующаяся при их обработке толщина полученных слоев. Во всех опытах оптимальным критерием проведения эксперимента служило получение общей пористости в приповерхностных слоях в пределах 1,5–2,5 %, эти параметры обеспечивают улучшение маслоудерживающей способности и приводят к повышению износостойкости у сформированных износостойких плазменных покрытий. Оптимальными дистанциями по выбранным нами критериям при обработке приповерхностных слоев у сформированных износостойких покрытий являются 0,09-0,10 м (для ПП-Х18Н15) и 0,10-0,11 м (для ПП-Х18Н15 – Мо - МоS₂). При управлении параметрами общей пористости в соответствии с применяемыми дистанциями обработки видно практически полное совпадение с требуемыми значениями 1,0–2,0 %. При однократном воздействии импульсом зерна в обработанных плазменным потоком слоях угловатые, неизометричны и сорентированы практически в направлении, перпендикулярном к плоскости обработанного образца. Такая преимущественная ориентация зерен, вероятно связана с процессом

© Panteleenko F. I., Okovity V. A., Devoino O. G., Volodko A. S., Sidorov V. A., Okovity V.V., Litvinko A.A., Astashinsky V. M.; 2023

кристаллизации при дальнейшем охлаждении образца в направлениях теплоотвода. При многократных воздействиях компрессионной плазмы приобретенная форма у зерен приповерхностных слоев носит изометричный характер.

Ключевые слова: металлокерамические плазменные покрытия, компрессионные плазменные потоки, дистанция обработки, сформованные структуры, приповерхностные слои, износостойкие покрытия, физико-механические свойства.

1. Introduction. An increase in the efficiency of plasma-applied self-fluxing coatings based on powder materials based on diffusion-alloyed austenitic steels with the addition of molybdenum and molybdenum disulfide can be carried out by controlling the properties of their individual sections. This contributes to the optimal combination of the properties of various sections of the obtained coatings, which must correspond to the functional purposes of the materials deposited by the plasma. Nevertheless, the technologies for their creation have prospects for further improving the properties of the formed materials as a result of the use of methods for processing them using highly concentrated energy flows. Using layer-by-layer processing of wear-resistant coatings deposited using a plasma installation with short-term pulses of compressive plasma flows using different levels of input energy, it is possible to create the possibility of forming certain structures with adjustable and decreasing from the upper outer layers of the obtained coatings to the base (substrate) total porosity. This type of treatment contributes to an increase in their oil-retaining capacity and wear resistance of the formed friction surfaces to an additional combination with an increased cohesive and adhesive strength near the boundary layers. On the basis of statistics on the values of limiting wear variations for operated parts, for which the technologies created by us are intended, the thickness of the layers applied by the plasma installation was taken to be about 0.5 - 0.6 mm. Plasma wear-resistant coatings from composite powder materials obtained by diffusion alloying from powder materials based on austenitic grade steels (ПР-X18H15) and the same materials with the addition of molybdenum and molybdenum disulfide (ПР-X18H15-Mo- MoS₂) was treated layer by layer with pulses of compression plasma flows generated using a magnetic plasma compressor (МПК) [1–8].

2. Experimental technique.

A previously evacuated MPC vacuum chamber was used; it was filled with nitrogen to the required pressure (100-1300 Pa). The amplitude values of the parameters of the discharge current of the МПК varied in the ranges from 70 to 100 kA, with a corresponding increase in the parameters of the initial voltage at the energy storage device (from 3 to 5 kV). The duration of the pulse discharge values was about 150 μs. Under the accepted conditions, a compression plasma flow with a diameter of 1 cm and a length of 10 cm is formed at the output of this discharge device (МПК) [4–8]. During our optimization, the modes of action on the near-surface layers of the formed wear-resistant coatings varied both the distance of compression-plasma treatment and the total number of input energy pulses. Both the level of energy supplied to the formed coating and necessary for the processes of their melting and compaction, and the thickness of the resulting layers formed during their processing, depend on these technological parameters. In all experiments, the optimal criterion for the experiment was to obtain a total porosity in the near-surface layers in the range of 1.5–2.5%, these parameters provide an improvement in the oil-retaining capacity and lead to an increase in the wear resistance of the formed wear-resistant plasma coatings [4]. The results obtained by optimizing the process modes are presented in Table 1. The optimal distances according to the criteria we have chosen when processing the near-surface layers of the formed wear-resistant coatings are 0.09-0.10 m (for ПР-X18H15) and 0.10 -0.11 m (for ПР-X18H15 - Mo - MoS₂). When controlling the parameters of the total porosity in accordance with the applied processing distanc-

es, almost complete agreement with the required values of 1.0–2.0% is seen. It is difficult to completely reduce the experimentally obtained and the specified intervals for the parameters of the total porosity, which is dictated by the multifactorial nature of the process of formation in coatings during compression-plasma treatment of layer structures. Regarding the required number of required pulses for high-quality processing of near-surface layers of wear-resistant plasma coatings with a total thickness of 0.5-0.6 mm, for ПП–X18H15 and ПП–X18H15 - Mo - MoS₂ they were 15 and 14 impacts, respectively. Based on the performed metallographic analysis of the structures of the samples treated with compression plasma during our optimization of the required number of pulses, we can draw the following conclusions: under a single pulse exposure, the grains in the layers treated with a plasma flow are angular, non-isometric and oriented almost in the direction perpendicular to plane of the processed sample. Such a predominant orientation of grains is probably associated with the crystallization process during further cooling of the sample in the directions of heat removal. Under repeated exposure to a flow of compression plasma, the acquired shape of the grains of the near-surface layers is isometric. In Figure 1, using the example of ПП–X18H15 and ПП–X18H15 – Mo - MoS₂ coatings, typical structures of the treated near-surface layers are shown. These structures are fused plasma coatings with a fine-grained structure evenly distributed in the coating. In the ПП–X18H15 coating, this is a γ -solid solution, as well as the Fe₂B, FeB, Fe₃(BC) phases, and in the ПП–X18H15 – Mo - MoS₂ coating, the M₂₃(C, B)₆, Mo₂(B, C), and Fe₃Mo₃ phases (C, B), where (M = Fe, Cr, Mo), which contributes to an increase in the wear resistance of the treated wear-resistant coatings under the conditions of the friction process with boundary and imperfect lubrication. The total porosity evenly distributed in the coating stabilizes the formed lubricating film at the tribo-couplings. An ordered distribution of phases significantly increases the hardness characteristics of the obtained wear-resistant coatings, reduces the deformation parameters of the working surfaces in friction pairs, thereby reducing the actual interaction area of the rubbing surfaces. Consequently, the probability of direct metal contact at the formed friction surfaces also significantly decreases, and this reduces the intensity during wear by microcontact setting. These properties of the formed near-surface layers lead to an increase in the wear resistance of the resulting coatings, their microhardness, as well as the formation of predominantly residual compressive stresses.

Table 1. – Data for optimizing the processing distance

Formed coating	Characteristic distances of compression-plasma treatment, m	Values of the total coating porosity, %
ПП–X18H15	0,14	2,6-2,9
	0,13	2,3-2,7
	0,12	2,1-2,5
	0,11	2,0-2,3
	0,10	1,7-1,9
	0,09	1,5-1,6
	0,08	1,8-2,2
	0,07	destruction fixation
ПП–X18H15 – Mo – MoS ₂	0,14	3,0-3,3
	0,13	2,6-3,1
	0,12	2,4-2,8
	0,11	2,2-2,5
	0,10	1,6-2,0
	0,09	2,3-2,6
	0,08	destruction fixation

The increase in microhardness indicators is also confirmed by experimental data (table 2). An increase in the values of the microhardness parameters in comparison with the untreated material indicates the strengthening of the near-surface layers, which creates the preconditions for an increase in their resistance to mechanical wear.

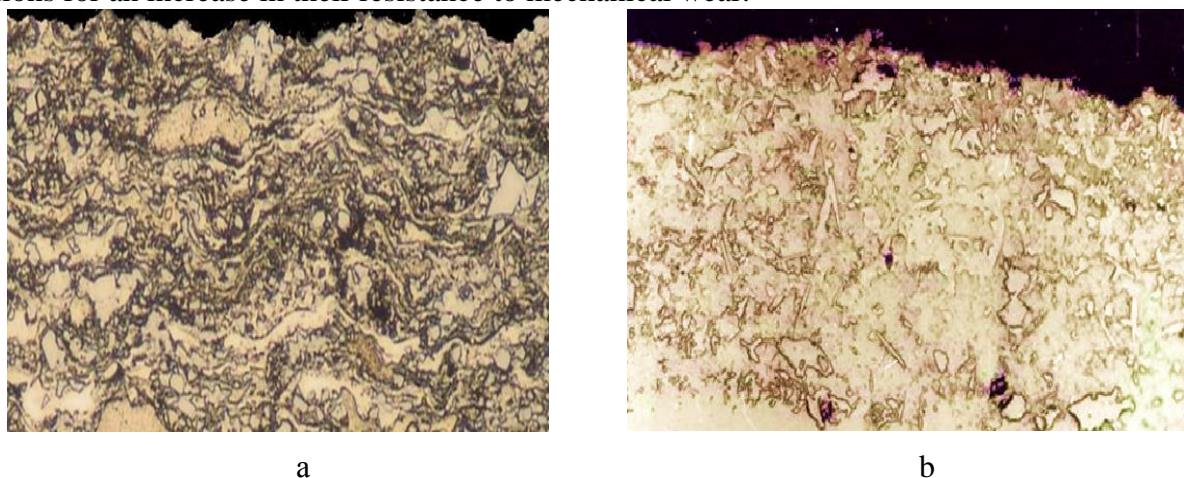


Figure 1. Microstructure of layers of plasma wear-resistant coatings ПР–Х18Н15 и ПР–Х18Н15 - Мо – МоS₂ after exposure to pulses of compression plasma flows at optimal modes (×200)

The obtained maximum values of microhardness are mainly observed at depths of 100-120 microns, this is due to processes associated with the nature of the shock-wave effects of compression plasma jet pulses, which cause hardening. The characteristics of the rigidity of the shock wave action, the degree of hardening and microhardness are significantly reduced with distance from the surface of the wear-resistant coating formed by plasma spraying. At parameters that form a hard shock wave action directly on the resulting sample surface, overhardening phenomena take place, they weaken the formed coating and reduce its microhardness. The compressive stresses obtained in the coating as a result of compressive plasma treatment lead to a significant increase in resistance during mechanical destruction occurring during friction processes. Residual compressive stresses in the coating are formed due to shock-wave effects and significant plastic deformation, as well as cold hardening that occurs in this case.

Table 2. – Microhardness of the surface layers of the formed coatings.

Полученные покрытия	Значения показателей микротвердости, МПа ₁₀₀				
	Пояса замеров по длине поперечного сечения покрытия				
	1	2	3	4	5
ПР–Х18Н15 before processing	6895-8025	4885-6839	5432-7745	5168-7621	6170-7537
ПР–Х18Н15 after processing	9065-10041	8124-9614	8766-10295	7710-9223	7989-9621
ПР–Х18Н15-Мо-МоS ₂ before processing	7012-8193	5067-7012	5619-7924	5276-7762	6311-7703

ПП–X18H15-Mo-MoS ₂ after processing	9236-10194	8312-9781	8987-10402	7957-9455	8095- 9877
---	------------	-----------	------------	-----------	---------------

3. Conclusion.

Optimization of layer-by-layer processing by pulses of compression plasma flows generated by a magnetoplasma compressor (МПК) has been carried out., plasma coatings from composite materials obtained by diffusion alloying from powders based on austenitic steels (ПП–X18H15) and the same materials with the addition of molybdenum and molybdenum disulfide (ПП–X18H15 -Mo-MoS₂). During the optimization by the modes of action on the surface layers of the formed coatings, the distances of compression-plasma treatment, as well as the total number of input pulses, varied. Both the level of energy supplied to the coating for the processes of reflow and compaction and the thickness of the layers obtained during processing depend on these technological parameters. The optimal criterion was to obtain a total porosity in the surface layers in the range of 1.5–2.5%, which provides an improvement in the oil-retaining capacity and an increase in the wear resistance of the formed plasma coatings. The optimal distances for processing the surface layers of the formed coatings are 0.09-0.10 m for ПП–X18H15 and 0.10-0.11 m for ПП–X18H15-Mo-MoS₂. As for the required number of pulses for the complete treatment of surface layers of wear-resistant plasma coatings with a total thickness of 0.5 - 0.6 mm, it was 15 and 14 impacts for ПП–X18H15 and ПП–X18H15-Mo-MoS₂ coatings, respectively. Structural elements are fairly evenly distributed in the coating. In the ПП–X18H15 coating, this is a γ -solid solution, Fe₂B, FeB, Fe₃(BC) phases, and in the ПП–X18H15-Mo-MoS₂ coating, the M₂₃(C, B)₆, Mo₂(B, C) and Fe₃Mo₃(C) phases, B), where (M = Fe, Cr, Mo), which contributes to an increase in the wear resistance of the treated coatings under friction conditions with boundary and imperfect lubrication. Evenly distributed phases significantly increase the hardness of the resulting coatings, reduce their degree of deformation of the working surface in the friction pair, which reduces the actual contact area of the rubbing surfaces. Therefore, the probability of direct metal contact at the friction surfaces decreases and the intensity of wear by microcontact setting decreases. The properties of the surface layers obtained in this way contribute to an increase in the wear resistance of the coatings. Along with the factors discussed above, an increase in the wear resistance of the treated surface layers is also achieved by an increase in their microhardness, as well as the formation of residual compressive stresses.

LITERATURE:

1. Restoration of machine parts: Ref. / F. I. Panteleenko [and others]; ed. V. P. Ivanova. - M.: Mashinostroenie, 2003. - 672 p.
2. Wear-resistant gas-thermal coatings from diffusion-alloyed powders based on cast-iron shavings / V. M. Konstantinov [et al.]; ed. F. I. Pan-Teleenko. - M.: Technoprint, 2005. - 146 p.
- 3 Theory and practice of applying protective coatings / P. A. Vityaz [et al.]. - M.: Belarus. science, 1998. - 583 p.
4. Ilyushchenko, A. F. High-energy processing of plasma coatings / A. F. Ilyushchenko, V. A. Okovity, A. I. Shevtsov; under total ed. A. F. Ilyushchenko. – M.: Bestprint, 2007. – 246 p.
5. Grigoryants, A.G. Fundamentals of laser processing of materials / A.G. Grigoryants. - M.: Mashinostroenie, 1989. – 304 p.
6. Parallel Laser Melted Tracks: Effects on the Wear Behavior of Plasma-Sprayed Ni-Based Coatings / D. Felgueroso [et al.] // Wear. – 2008. Vol. 264, nos. 3–4. – R. 257–263.

7. Panteleenko, A. F. Composite coatings obtained by high-energy methods / A. F. Panteleenko, O. G. Devoino // *Advanced materials and technologies / VSTU*; editorial board: V. V. Klubovich [and others]. – Vitebsk, 2013. – S. 587–607.

8. Panteleenko, A.F. Study of the morphology and microstructure of coatings from diffusion-alloyed powder PR-Kh18N9 obtained by plasma spraying with subsequent laser modification / A. F. Panteleenko // *Vestnik BrGTU*. – 2012. – No. 4. – S. 37–39.

Received by the editors 12.02.2023

СОДЕРЖАНИЕ

Заплетников И. Н., Кириченко В. А. КОНСТРУКЦИЯ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩЕЙ ПАНЕЛИ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ	3
Малахов Г.В., Золотухина О.Л. СОСТАВЛЯЮЩИЕ ПРИПУСКА ЗУБЧАТЫХ ВЕНЦОВ С ПРЕДВАРИТЕЛЬНО ОФОРМЛЕННЫМИ ЗУБЬЯМИ	8
Миронова Н. А., Поперечный А. Н. АППАРАТ С УПРУГОДЕФОРМИРУЕМЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ	17
Михайлов А. Н., Анастасьев А. В., Пичко Н. С. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОСТОЯНСТВА КОНТАКТНОЙ НАГРУЗКИ ПРИ ПОЛИРОВАНИИ СЛОЖНОГО ПРОФИЛЯ ПЕРА ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ ГТД .	26
Овчинников Е. В., Чекан Н. М., Акула И. П., Пинчук Т. И. МОРФОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ВЫСОКОЭНТРОПИЙНЫХ ВАКУУМНЫХ ПОКРЫТИЙ	35
Сидоров В. А., Цокур В. П. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРИЧИНЫ ИЗНОСА КРУПНОМОДУЛЬНЫХ ЗУБЧА- ТЫХ ПЕРЕДАЧ	45
Чернышев Е. А. АНАЛИЗ УРАВНЕНИЯ А. П. СОКОЛОВСКОГО ДЛЯ АВТОКОЛЕБАНИЙ ПРИ РЕЗАНИИ МЕТАЛЛА С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ СООТВЕТСТВИЯ ОПЫТНОЙ ЗАВИСИМОСТИ	51
Шажко Я. В., Ожегова Л. Д., Соколов К. И., Нескреба Д. А. УСТАНОВКА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ГОРНЫХ ПОРОД, УГЛЕЙ И СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОДНООСНОЕ СЖАТИЕ	57
Шишкарев М. П. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АДАПТИВНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ	66
Panteleenko F. I., Okovity V. A., Devoino O. G., Volodko A. S., Sidorov V. A., Okovity V. V., Litvinko A. A., Astashinsky V. M. STUDY OF PROCESSED BY COMPRESSION PLASMA OF MULTILAYER PLASMA COATINGS BASED ON CERAMICS	79

ИМЕННОЙ УКАЗАТЕЛЬ

Astashinsky V. M.	79
Devoino O. G.	79
Litvinko A. A.	79
Okovity V. A.	79
Okovity V. V.	79
Panteleenko F. I.	79
Sidorov V. A.	79
Volodko A. S.	79
Акула И. П.	35
Анастасьев А. В.	26
Заплетников И. Н.,	3
Золотухина О.Л.	8
Кириченко В. А.	3
Малахов Г.В.,	8
Миронова Н. А.,	17
Михайлов А. Н.	26
Нескреба Д. А.	57
Овчинников Е. В.	35
Ожегова Л. Д.	57
Пинчук Т. И.	35
Пичко Н. С.	26
Поперечный А. Н.	17
Сидоров В. А.	45
Соколов К. И.	57
Цокур В. П.	45
Чекан Н. М.	35
Чернышев Е. А.	51
Шажко Я. В.	57
Шишкарев М. П.	66

ПРАВИЛА
представления материалов в международный сборник научных трудов
Донецкого национального технического университета
«ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ»

Международный сборник научных трудов Донецкого национального технического университета «Прогрессивные технологии и системы машиностроения» издается с 1994 года. В этом сборнике публикуются ученые и специалисты более чем из 35 стран мира.

Сборник научных трудов является специальным изданием, научно-технические статьи которого проходят **обязательное рецензирование**. Данный сборник включен в следующие программы:

1. В сборнике могут публиковаться научно-технические статьи и результаты диссертационных работ.
2. Сборник включен в **перечень ВАК ДНР** (приказ № 774 от 24.07.2017 г.).
3. Сборник имеет сайт <http://ptsm.donntu.ru>, а также размещен на сайте кафедры «Технология машиностроения» ДонНТУ, г. Донецк: <http://tm.donntu.ru>
4. Сборник включен **базу данных РИНЦ (Российский индекс научного цитирования) (лицензионный договор № 177-04/2013 от 12.04. 2013 г.)** и размещен на сайте НЭБ (Научная электронная библиотека, г. Москва, Россия, <http://elibrary.ru>)
5. Данный сборник имеет **международную индексацию ISSN 2073-3216 (печатная версия) и ISSN 2518-7120 (сетевое издание)**

Статьи представляемые в данный сборник должны отвечать следующим требованиям.

Содержание статей должно отражать новые достижения науки и техники в области машиностроения, их практическое значение, соответствовать технической направленности сборника и представлять интерес для широкого круга специалистов.

В статье должно быть кратко изложено то новое и оригинальное, что разработано авторами, показано преимущество перед аналогами предлагаемых разработок, описаны их особенности и практическая значимость. Результаты работы не должны представляться в виде тезисов.

Ответственность за нарушение авторских прав, за несоблюдение действующих стандартов и за недостоверность в статье данных полностью несут авторы статьи.

Присланные в редакционную коллегию статьи подвергаются обязательному рецензированию. Редакционная коллегия оставляет за собой право вносить в текст статьи изменения редакционного характера без согласования с авторами, а также не публиковать статьи, которые не отвечают нашим требованиям.

Языки представления рукописей русский и английский.

ОСНОВНАЯ ТЕМАТИКА СБОРНИКА

Тематика представляемых статей должна основываться на проблемах машиностроения (механики) и представляться в рамках следующих направлений:

1. Практика и перспективы создания и применения прогрессивных и нетрадиционных технологий машиностроения. Интегрированные технологии. Сборка в машино- и приборостроении. Абразивные и виброабразивные технологии. Гибридные и комбинированные технологии машиностроения.

2. Механизация и автоматизация производственных процессов машиностроения. Прогрессивное оборудование машиностроительных производств.

3. Комплексная автоматизация проектирования, подготовки и управления машиностроительным производством.

4. Проблемы создания и применения прогрессивных инструментов и инструментальных материалов в машиностроении.

5. Управление качеством продукции и технических систем машиностроения. Проблемы инженерии поверхностного слоя изделий.

6. Современные проблемы машиноведения и деталей машин.

7. Современные проблемы инженерии материалов. Упрочняющие технологии и покрытия изделий машиностроения. Наноматериалы и нанотехнологии в машиностроении.

8. Вопросы моделирования и расчетов сложных технологических систем машиностроения.

В рамках сборника можно представлять рекламу продукции, которая будет помещена после рукописей статей.

СОДЕРЖАНИЕ СТАТЕЙ

Научно-технические статьи, представляемые в данный сборник должны иметь следующие элементы:

- постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными и практическими заданиями;

- анализ последних достижений и публикаций, в которых начато решение данной проблемы, выделение нерешенных раньше частей общей проблемы, которым посвящается данная статья;

- формулирование цели и постановка задач работы;

- представление основного материала исследования с полным обоснованием полученных научных результатов, формулирование рекомендаций;

- выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления.

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Для принятия решения о включении материалов Вашей статьи в сборник необходимо выслать в адрес редакционной коллегии следующее:

- заявку и сведения об авторах статьи;
- материалы статьи;
- экспертное заключение о возможности публикации статьи в открытой печати;
- все материалы отправляются по E-mail по адресам: tm@fimm.donntu.ru или mntk21@mail.ru .

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ

1. Текст статьи выполняется объемом от 5 до 10 страниц (**обязательно полные страницы**), формат А4 (210x297 мм) с полями: верхнее и нижнее – 30 мм, а левое и правое - 25 мм. Страницы не нумеровать. Статьи оформить с применением редактора WinWord (не ниже версии 6,0) шрифтом Times New Roman, выполненным в соответствии с образцом оформления, межстрочный интервал - 1,0, шрифт – 12pt. Материалы представить в электронном виде.

2. Порядок оформления. Материалы должны отвечать следующей структурной схеме: УДК, инициалы и фамилии авторов, ученая степень и звание (сокращение по ГОСТ 7.11-2003 и 7.12-2003), полное название организаций и стран, тел./факс, E-mail, название статьи, аннотация на языке статьи, ключевые слова, основной текст, заключение

или выводы, список литературы, дополнительные аннотации на других языках с ключевыми словами, внизу первой страницы необходимо указать авторский знак - ©. **УДК** печатать прописными (жирными) буквами в верхнем правом углу не отступая от верхнего поля. На следующей строке слева жирными строчными буквами – **инициалы и фамилии** авторов с учеными степенями и званиями, на следующих строках – полное название организаций и стран (через запятую, слева). На следующей строке курсивом слева – тел./факс и электронный адрес одного из авторов. Через один интервал - название статьи, печатать прописными (жирными) буквами, без переносов, центрировать по ширине, максимумом три строки. Через один интервал - аннотации с ключевыми словами (слово аннотация не пишется) на двух языках шрифтом 10 pt, *курсивом*. Через один интервал – материалы статьи, шрифт 12 pt (язык изложения – по выбору авторов, межстрочный интервал 1,0). Внизу первой страницы статьи необходимо указать авторский знак - ©. Между соответствующими разделами статьи необходимо делать интервал. (См. образец оформления материалов). Абзац текста – 1,25.

3. Графический материал (рисунки, графики, схемы) следует выполнять в формате *.bmp, *.gif, *.psx, *.dwg, *.jpg - размерами не менее 60x60 мм внедренными объектами (по ходу материалов). Все позиции, обозначенные на рисунке, должны быть объяснены в тексте. Позиции на рисунке должны располагаться по часовой стрелке. Под каждым рисунком указывается его номер и название, например: Рисунок 3. Схема устройства. Текст названия рисунка группируется с рисунком. Каждый рисунок должен иметь один интервал сверху и снизу.

4. Формулы и математические знаки должны быть понятны. Показатели, степени и индексы должны быть меньше основных знаков и выполняться в соответствии с редактором формул Microsoft Equation. Формулы номеруются (справа в круглых скобках, не отступая от правого поля), только в том случае, если на них в тексте имеются ссылки. Между крайними знаками формулы и текстом должен выполняться один интервал. Формулы выполняются курсивом.

Стиль формул для Microsoft Equation: Full - 12 pt, Subscript/Superscript - 10 pt, Sub-Subscript/Superscript - 8 pt, Symbol - 12 pt, Sub-Symbol - 10 pt.

5. Все таблицы должны иметь название и порядковый номер и располагаться после упоминания по тексту, например: Таблица 2. Классификация муфт. Каждая таблица должна иметь один интервал сверху и снизу.

6. **Список литературы** должен быть приведен в конце статьи в соответствии с ГОСТ 7.1-2003. Перечень ссылок должен быть составлен в порядке упоминания в тексте. Ссылки на литературу заключаются в квадратные скобки. Количество библиографических источников должно быть не менее 5, в том числе 3 источника должно быть за последние 5 лет.

7. Файл со статьей необходимо назвать по фамилиям и инициалам авторов в соответствии с работой (например: Иванов И.И., Петренко П.П.)

8. Материалы статьи представляются в электронном виде.

9. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике данного сборника, а также поступившие в редакционную коллегия с опозданием, **опубликованы не будут**.

СТАТЬИ ДОЛЖНЫ ИМЕТЬ СЛЕДУЮЩУЮ СТРУКТУРУ:

1. **УДК** (Например, **УДК 621.01**) (располагать сверху справа, шрифт жирный, 12 pt).

2. Инициалы и фамилии авторов (слева, шрифт жирный, 12 pt), ученая степень и звание, затем на следующей строке - полное название *организаций и стран* (слева, 12 pt), на следующей строке – *Тел./факс и электронный адрес* (слева, курсив, 12 pt).

3. Название статьи (слева, шрифт жирный, 12 pt, максимум три строки).

4. Пустые строки, межстрочный интервал и размеры шрифта статьи. Пустые строки выполняются между названием статьи - вверху и внизу, перед соответствующими разделами работы (один пробел) и списком литературы, а также между дополнительной аннотацией вверху и внизу. Межстрочный интервал – **1,0**. Размер шрифта статьи - **12 pt**, размер шрифта аннотаций и авторского знака - **10 pt**.

5. Аннотации (Abstract) (слово аннотация не пишется), (курсив, 10 pt). Первая аннотация пишется на языке статьи, а вторая на английском, если статья на английском языке, первая аннотация пишется на английском языке, а вторая – на русском языке.

В аннотации приводятся краткие сведения о всей статье в целом на языке статьи. Объем аннотаций приблизительно до 10 строк, аннотация выполняется курсивом.

6. Ключевые слова (Keywords) (приводится 5-6 ключевых слов статьи), выполняются курсивом на следующей строке от аннотации. (курсив, 10 pt)

7. Введение (Introduction). (12 pt)

Во введении приводится аналитический (исторический) обзор современного состояния вопроса исследования, выполняется постановка проблемы исследования или показывается актуальность данного исследования (работы). Здесь нужно обязательно указать результаты последних исследований других авторов. А также сформулировать цель и задачи исследований.

8. Основное содержание и результаты работы (The main contents and outcomes of activity). (Авторы могут дополнять работу другими разделами) (12 pt).

В данном разделе излагаются и подробно разъясняются полученные авторами теоретические положения и практические результаты. Приводятся принятые гипотезы и используемые допущения, разъясняются малоизвестные термины, аббревиатуры и условные обозначения. Для теоретических положений приводятся их доказательства и необходимые математические преобразования. Для экспериментальных исследований кратко описываются методики их проведения, способы обработки данных и результаты проверок адекватности и достоверности результатов.

9. Авторский знак. Внизу первой страницы статьи необходимо указать авторский знак - ©. Например: © Иванов И.И., Петренко П.П.; 2022 (10 pt).

10. Заключение (Conclusion) (12 pt)

В заключении излагаются выводы по полученным авторами результатам, описываются примеры их практического применения, предлагаются рекомендации относительно их использования, приводятся выводы, а также указываются перспективы дальнейших исследований по данной проблематике.

11. Литература (References). (12 pt)

Список литературных источников должен быть составлен в порядке ссылок на них. Ссылки на литературу в тексте статьи заключаются в квадратные скобки. Количество библиографических источников должно быть не менее 5-6, в том числе 3 источника должно быть за последние 5 лет.

АДРЕС РЕДАКЦИОННОЙ КОЛЛЕГИИ:

ДНР, 283001, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонНТУ, кафедра «Технология машиностроения», Редакционная коллегия сборника.

Тел./факс: +7-856- 301-08-40.

E-mail: tm@fimm.donntu.ru или mntk21@mail.ru

<http://ptsm.donntu.ru>

- **Публикация статей в международном сборнике научных трудов «Прогрессивные технологии и системы машиностроения» - выполняется бесплатно**

Образец оформления материалов
УДК 621.85.05-034(12 pt)

И. И. Иванов, д-р техн. наук, проф., **П. П. Петренко**, ассист. (12 pt)
Донецкий национальный технический университет, ДНР (12 pt)
Брянский государственный технический университет, Россия (12 pt)
Тел./Факс: +7 (856) 3050104; E-mail: tm@fimm.donntu.ru (курсив, 12 pt)
(пустая строка - 12 pt)

ОСНОВЫ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА СБОРОЧНЫХ СИСТЕМ
(слева, 12 PT, ЖИРНЫМ, ЗАГЛАВИЕ МАКСИМУМ ТРИ СТРОКИ)
(пустая строка - 12 pt)

*В статье приведены данные по структурному синтезу сборочных
..... уравнений описывающих процесс сборки изделий. (курсив, 10 pt, до 10 строк).
Ключевые слова: структура технологии, синтез, процесс, технология, сборка. (курсив, 10 pt, 5 ...6
слов)*

(пустая строка - 10 pt)

I. I. Ivanov, P. P. Petrenko (10 pt)
(10 pt)

BASES OF THE STRUCTURED SYNTHESSES OF THE ASSEMBLY SYSTEMS (10 pt)

*The efficient design of assembly machinery is vitally important
..... as noun description of functions of presented in the paper.*

Keywords: *structured syntheses, process of the assembly, technological system. (курсив, 10 pt)*

(пустая строка - 12 pt)

1. Введение (12 pt)

Сборочные системы являются сложными иерархическими системами. Одним из условий [1] повышения производительности ... сборочных технологических систем (рис. 5). Технологические системы

(пустая строка - 12 pt)

2. Основное содержание и результаты работы (12 pt)

Для сборки изделий широко применяются технологические системы
информационные и другие потоки могут быть описаны следующим образом:

$$k_m = \sqrt{a^2 + b^2}, \quad (1)$$

где k_m - элемент множества;

.....
..... позволили разработать общие алгоритмы функционирования системы.

(пустая строка - 12 pt)

3. Общий алгоритм и рекомендации (12 pt)

Выполненные исследования позволили разработать общий алгоритм

..... основывается на итерационном подходе.

(пустая строка - 12 pt)

4. Цифровые модели (12 pt)

В работе разработаны цифровые структурно-логические модели структуры сборочных систем, выполненные с применением основных положений алгебры структур

(пустая строка - 12 pt)

5. Заключение (12 pt)

Таким образом, выполненные исследования позволили реализовать следующее:

1. Разработать методику синтеза структурных вариантов

..... отличительной особенностью данной методики.

2. Установить закономерности

..... позволили произвести процесс итерации.

3. Разработать рекомендации

© Иванов И.И., Петренко П.П.; 2022 (приводится внизу первой страницы статьи, 10 pt)

..... внедрить на производстве.

(пустая строка - 12 pt)

ЛИТЕРАТУРА:

(центрировать, 12 pt, не менее 5 ... 6 библиографических источников)

1. Ким, И. П. Исследование эффективности роторных машин / И. П. Ким. – К: КПИ, 1985. – 123 с. ISBN 966-7907-22-8.

2. Устюгов, А. В. Надежность технологических машин / А. В. Устюгов. – Донецк: ДонНТУ, 1998. – 425 с. ISBN 966-7907-23-6.

3. Савельев, А. А. Сборка машин / А. А. Савельев – М.: Наука, 2009. - 342 с. ISBN 966-7907-26-9.

4. Михайлов, А. Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий / А. Н. Михайлов – Донецк: ДонНТУ, 2009. – 346 с. ISBN 966-7907-24-4.

5. Базров, Б. М. Модульные технологии / Б. М. Базров. – М.: Машиностроение, 2000. – 368 с. ISBN 5-217-03061-5.

6. Сидоров, И. А. Учет переменности параметров процесса точения фасонных поверхностей при определении оптимальных режимов резания / И.А. Сидоров, А.Н. Алехин // Научно-технический журнал «Научно-технический журнал». – М.: Машиностроение, 2014. - № 9. – С. 11-17.

7. Любшин, А. Н. Особенности полировки лопаток с коррозионными разрушениями покрытий / А. Н. Любшин, А. Н. Шейко, Б. Л. Недашковский // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных работ. – Донецк: ДонНТУ, 2013. – Вып. 1 (25). – С. 207-212.

(пустая строка - 12 pt)

Поступила в редколлегию _____ (дата поступления статьи, 10 pt)

НАУЧНОЕ ИЗДАНИЕ

**ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И
СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

Выпуск 2 (81)' 2023

Главный редактор

д-р техн. наук, проф. А. Н. Михайлов

Е-mail: tm@fimm.donntu.ru

Технический редактор Л. Б. Ступакова

*Учредитель и издатель – ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ*

Адрес издателя: ДНР, 283001, г. Донецк, ул. Артема, 58, ГОУВПО «ДОННТУ»,
+7 (856) 337-17-33, 335-75-62

Адрес редакции: ДНР, 283001, г. Донецк, ул. Артема, 58, тел. +7 (949) 306-08-79,
+7 (856) 301-08-05.

Е-mail: tm@fimm.donntu.ru

Сайт: <http://ptsm.donntu.ru>

Сборник (Е) зарегистрирован в Министерстве информации Донецкой Народной Республики.