



**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова**

**ЭНЕРГО-РЕСУРСОБЕРЕГАЮЩИЕ
ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ
В МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ,
ДОРОЖНОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ
ОТРАСЛЯХ - 2023**

**МАТЕРИАЛЫ МЕЖДУНАРОДНОЙ
НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ**

(Белгород, 21-23 сентября 2023 г.)



**Белгород
2023**

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**
Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова

**ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ
ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ
В МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ, ДОРОЖНОЙ
И СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛЯХ - 2023**

**Материалы международной научно-практической
конференции**

(Белгород, 21 — 23 сентября 2023 г.)

**Белгород
2023**

УДК 658.261:625.07
ББК 31.19
Э65

Э65 **Энерго-ресурсосберегающие** технологии и оборудование в машиностроительной, дорожной и строительной отраслях - 2023: материалы международной научно-практической конференции. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2023. - 310 с.

ISBN 978-5-361-01232-9

В сборнике материалов международной научно-практической конференции представлены научные исследования и инновационные разработки вузов Российской Федерации и зарубежья в области подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин. Тематика охватывает вопросы совершенствования конструкций, методов расчета, проектирования, исследований и эксплуатации машин и оборудования.

Издание предназначено для научных и инженерно-технических работников, а также для аспирантов и магистров технических вузов.

Публикуется в авторской редакции.

УДК 658.261:625.07
ББК 31.19

ISBN 978-5-361-01232-9

© Белгородский государственный
технологический университет
(БГТУ) им. В. Г. Шухова, 2023

ОРГАНИЗАТОРЫ КОНФЕРЕНЦИИ:

Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова

ОТВЕТСТВЕННЫЕ РЕДАКТОРЫ:

Канд. техн. наук, доц. Б.С. Четвериков
Канд. техн. наук, доц. Н.С. Любимый

СОСТАВ ОРГАНИЗАЦИОННОГО КОМИТЕТА:

- С.Н. Глаголев - Председатель, доктор экон. наук, ректор
БГТУ им. В.Г. Шухова, г. Белгород
- А.А. Романович - Заместитель председателя, проф., доктор
техн. наук, зав. каф. подъемно-транспортных и
дорожных машин БГТУ им. В.Г. Шухова,
г. Белгород

ЧЛЕНЫ КОМИТЕТА:

- В.А. Зорин - зав. каф. производство и ремонт автомобилей
и дорожных машин (МАДИ) г. Москва
- В.Ю. Анцев - зав. каф. подъемно-транспортных машин и
оборудования, ТГУ г. Тула
- В.А. Жулай - зав. каф. строительной техники и инженерной
механики, доктор техн. наук, ВГАСУ
г. Воронеж
- Л.А. Сиваченко - проф., доктор техн. наук, Белорусско-
Российский университет, г. Могилев
- И.А. Лагерев - проф., доктор техн. наук, проректор по инно-
вационной работе БГУ имени академика И.Г.
Петровского, г. Брянск
- Н.Г. Гринчар - проф., доктор техн. наук, МИИТ г. Москва
- К.А. Гончаров - зав. каф. подъёмно-транспортные машины и
оборудование (БГТУ) г. Брянск
- В.А. Пенчук - проф., доктор техн. наук, Академик Акаде-
мии ПТМ Украины, зав. каф. наземные транс-
портно-технологические комплексы и сред-
ства ГОУ ВПО ДонНАСА

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|----|
| Абдукаликова Г.М., Сиваченко Л.А., Кудайкулов М.К. Основные вопросы начального этапа создания нового технологического оборудования в странах ЕАЭС | 9 |
| Воробьев А.В., Анцев А.В., Анцев В.Ю., Трушин Н.Н. Прогнозирование долговечности элементов металлоконструкций кранов мостового типа коробчатого сечения на стадии проектирования..... | 14 |
| Герасимов М.Д., Латышев С.С., Любимый Н.С., Четвериков Б.С., Мальцев А.К. Асимметричные колебания как направление совершенствования рабочего оборудования вибромашин | 20 |
| Герасимов М.Д., Любимый Н.С., Четвериков Б.С., Латышев С.С., Мальцев А.К. Анализ публикаций в области совершенствования эффективности работы вибрационных машин | 29 |
| Гринчар Н.Г., Попова Т.А. Анализ причин отказов гидроприводов | 38 |
| Гринчар Н.Г., Попова Т.А. О надежности гидроагрегатов мобильных путевых, строительных, и грузоподъемных машин | 45 |
| Гринчар Н.Г., Шошин А.С. Модернизация привода вращения бурового става буровых тракторных станков типа БТС-150 | 50 |
| Духанин С.А., Толкунов С.Н. Расчет болтового соединения крышки корпуса роторно-вихревой мельницы с применением модуля «АРМ JOINT» программного продукта «АРМ WINMACHINE»..... | 56 |
| Нилов В.А., Жулай В.А., Кожакин Е.В., Невзоров В.Е. Определение области рационального использования скреперов | 63 |
| Зеньков С.А., Высоцкий Е.С., Медведев С.Н., Ревин Д.В. Определение разрушающей нагрузки для | 68 |

| | |
|---|-----|
| отламывания фрагмента бетонной плиты заданных размеров | |
| Калашникова Е.О., Зуева Е.П. Шагающие ходовые механизмы: применение и принцип действия | 73 |
| Калашникова Е.О., Зуева Е.П. Влияние коэффициента удельного сопротивления перекачиванию при работе гусеничного движителя на прямолинейном пути | 77 |
| Калашникова Е.О., Зуева Е.П. Передвижение гусеничной машины по кривой | 81 |
| Кардаманова А.А., Лебедева А.А. Ресурсосберегающая технология определения напряженно-деформированного состояния крановых металлоконструкций. | 86 |
| Кондратьев А.В., Кочкян С.М., Павлов Ю.Н., Гусаров А.А. Сравнительные испытания разделительных устройств для классификации гравия и щебня | 92 |
| Кондратьев А.В., Кочкян С.М., Павлов Ю.Н., Гусаров А.А. Совершенствование конструкции валковых сепараторов для разделения каменистых смесей | 97 |
| Конев В.В. Расчет тепловой подготовки гидропривода одноковшового экскаватора на примере ЭО-4121 | 101 |
| Кривченко Р.А., Маслов Н.А. Использование продолжительности разгона гидроцилиндра в качестве диагностического параметра | 109 |
| Луговнина Е. К., Габдуллин Т.Р., Кафиев И.Р. Перспективные системы инновационных ниш в сфере автомобилестроения | 115 |
| Мамаджанов А.Т., Габдуллин Т.Р., Кафиев И.Р. Галтовочный станок для финишной обработки деталей | 127 |

| | |
|---|-----|
| Маслов Н.А., Карамнов Д.А. Моделирование верхнего и нижнего поясов экзоскелета для ремонта транспортных и технологических машин | 131 |
| Маслов Н.А., Толстов М.А., Кривченко Р.А. Имитационное моделирование динамического поведения предохранительных гидроклапанов | 138 |
| Мерданов Ш.М., Конев В.В., Половников Е.В. Модернизация гидропривода фронтального погрузчика.. | 146 |
| Мишин А. В., Бородин А. А. Проектирование мобильного робота для контроля утечки газов | 154 |
| Мишин А.В., Кужагалиева Ж.Р. Роботизация неразрушающего контроля автосцепного устройства..... | 158 |
| Мишин А.В., Макаров А.Д. Разработка системы закручивания гаек для автономной работы роботизированной ячейки | 163 |
| Мунасипов Д.И., Габдуллин Т.Р., Кафиев И.Р. Навесной вибротрамбовщик для экскаватора | 167 |
| Муртазин Р.Ш., Габдуллин Т.Р., Кафиев И.Р. Навесной вибрационный каток для минипогрузчика.. | 173 |
| Назаров А.Н., Иванов С.Д. Алгоритмическая обработка объективной информации о характере работы кранов мостового типа | 178 |
| Пахомов Е.Г., Романович А.А. Разработка и анализ конструкции лопатки двухроторного смесителя для сухих смесей с использованием программного продукта Altair Edem | 185 |
| Польшин А.А., Любимый Н.С., Тихонов А.А., Мальцев А.К. К вопросу определения сил резания корпусным инструментом при сверлении | 192 |
| Польшин А.А., Любимый Н.С., Тихонов А.А., Мальцев А.К. К вопросу применения технологии получения композитных деталей при производстве и ремонте машин | 196 |

| | |
|--|-----|
| Польшин А.А., Любимый Н.С., Тихонов А.А., Мальцев А.К. Анализ конструкции головки корпусного сверла | 202 |
| Прокопенко В.С., Шатохин Е.А., Журбенко И.А. Анализ оборудования для производства кубовидного щебня | 208 |
| Романович А.А., Апухтина И.В., Пахомов Е.Г., Шатохин Е.А. Пути повышения эффективности процесса измельчения материалов | 212 |
| Романович А.А., Романович М.А., Прокопенко В.С., Федосеенко Н.И., Картыгин А.В. Агрегат для получения кубовидного щебня | 221 |
| Селиверстов Г.В., Мотевич С.А. Анализ характеристик аппарата вихревого слоя при обработке торфяных грунтов | 229 |
| Сиваченко Л.А., Наливко О.И. Коллоидная мельница со щётчным ротором | 234 |
| Сиваченко Л.А., Курочкин Н.В. Пути совершенствования ударных элементов молотковых дробилок . | 240 |
| Сырых А. А., Пономаренко Л.Н, Пономарев Д.В. Механизация транспортных процессов при строительстве автомобильных дорог | 243 |
| Фокин Н.П., Зуева Е.П. Игольчатые подшипники и их потенциал в подъёмно-транспортных машинах | 247 |
| Фокин Н.П., Зуева Е.П. Особенности выбора подшипников для крюковой подвески | 251 |
| Фокин Н.П., Зуева Е.П. Шевронные шестерни в современном машиностроении | 256 |
| Чалова М.Ю., Красных С.Ю. Оценка влияния гранулометрического состава щебеночного балласта на его уплотнение | 260 |
| Чалова М.Ю., Трошко И.В. Влияние снежного покрова на эксплуатационную производительность путовых снегоуборочных машин типа СМ | 266 |

| | |
|--|-----|
| Ченсов Р.Р., Габдуллин Т.Р., Кафиев И.Р. Оборудование для изготовления технологической отверстий в дорожном полотне | 270 |
| Четвериков Б.С., Колесников А.А., Цыбульников А.С., Городов А.А. Исследование нагрузок, действующих на трубопровод в процессе уплотнения грунта | 278 |
| Четвериков Б.С., Цыбульников А.С., Городов А.А., Колесников А.А. Исследование син- теза навесного оборудования торцевого рабочего ор- гана траншеекопателя | 282 |
| Шепелина П.В. Технологии совершенствования до- рожно-строительного комплекса | 286 |
| Шкарпеткин Е.А., Орехова Т.Н., Сивальнева М.Н. Определение конструктивно-технологических пара- метров вертикального смесителя для производства современных строительных композитов | 293 |
| Шкарпеткин Е.А., Орехова Т.Н., Таволжанский М.Р. Рекультивация хвостохранилищ – как последний этап замкнутого цикла производства строительных материалов | 300 |

УДК 621.01:338

ОСНОВНЫЕ ВОПРОСЫ НАЧАЛЬНОГО ЭТАПА СОЗДАНИЯ НОВОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ В СТРАНАХ ЕАЭС

Абдукаликова Г.М¹., Сиваченко Л.А²., Кудайкулов М.К³.

1 Евразийский национальный университет им. Л.Н. Гумилева, г. Астана

2 Белорусско-Российский университет, г. Могилев

3 Кыргызско-Российский Славянский университет, г. Бишкек

В статье показана актуальность развития технологического машиностроения как важнейшей отрасли в экономике будущего. Отмечена необходимость создания новых видов технологического оборудования, которое должно послужить базой индустриального прогресса. Поставлены основные проблемные вопросы начального этапа освоения производства современных технологических машин в странах ЕАЭС.

Ключевые слова: технологическое оборудование, машиностроение, мобилизационная модель, технический прогресс, концепция развития, энергоэффективность.

THE MAIN ISSUES OF THE INITIAL STAGE OF THE CREATION OF NEW TECHNOLOGICAL EQUIPMENT IN THE EAEU COUNTRIES

Abdualikova G.M¹., Sivachenko L.A²., Kudaikulov M.K³.

1 L.N. Gumilyov Eurasian National University, Astana

2 Belarusian-Russian University, Mogilev

3 Kyrgyz-Russian Slavic University, Bishkek

The article shows the relevance of the development of technological engineering as the most important industry in the economy of the future. The necessity of creating new types of technological equipment, which should serve as the basis of industrial progress, was noted. The main problematic issues of the initial stage of mastering the production of modern technological machines in the EAEU countries have been raised.

Key words: technological equipment, mechanical engineering, mobilization model, technical progress, development concept, energy efficiency.

Современное машиностроение – комплекс отраслей промышленности, изготавливающих орудия труда, а также предметы и продукцию оборонного назначения. Машиностроение является базой промышленности любой страны и определяет ее технологический уровень в целом.

Продукция машиностроения - это машины, которые осуществляют преобразование энергии, материалов или информации [1, 2].

Особую группу машин составляют рабочие или технологические машины, обеспечивающие глубокую переработку материалов с целью придания им нужных свойств или характеристик. По сути это орудия труда, выполняющие как отдельные функции, так и большой набор различных операций. Как правило, они объединены в одну функциональную цепь и изготавливаются производителями в виде технологических комплексов с автономными системами управления [3].

Выпуск машин и оборудования для преобразования материалов в интересах человека производится различными отраслями машиностроения, которые можно объединить в единую группу – технологическое машиностроение [1, 2]. Продукция этой отрасли машиностроения включает в себя технологические аппараты и оборудование для химической, пищевой, горнорудной, металлургической отраслей промышленности, агрегаты для стройиндустрии и производства строительных материалов, сельского хозяйства, переработки отходов, порошковой металлургии, создание аппаратов для нанотехнологий, подготовки топлива к использованию, бытовую технику и ряда других. Следует признать, что основные идеи, заложенные в технологии переработки сырья и материалов, разработаны более 100 лет назад [4,5]. Первостепенными задачами при этом всегда являлись добыча, транспортирование и переработка природных ресурсов, сырья и материалов.

Методологической базой развития технологического машиностроения может служить энерготехнологическая концепция устойчивого развития (ЭТК) [2, 6]. Под понятием собственно «энерготехнологическая концепция» следует понимать системный анализ, организацию, создание, функционирование и совершенствование методов, средств и систем создания новых материалов, технологий, оборудования, производственных комплексов и продукции жизнедеятельности на условиях минимального энерго- и ресурсосбережения, высокой конкурентоспособности и экологичности. Главная задача концепции – предложить новые механизмы и направления модернизации отечественной экономики, основная ставка при этом сделана на создании отрасли промышленности – технологического машиностроения.

Сегодня в глобальном плане следует вести речь об отрасли технологического машиностроения, которая по прогнозам авторов работы [1, 2, 7, 8, 9] будет доминировать в общецивилизованном развитии во второй половине XXI века.

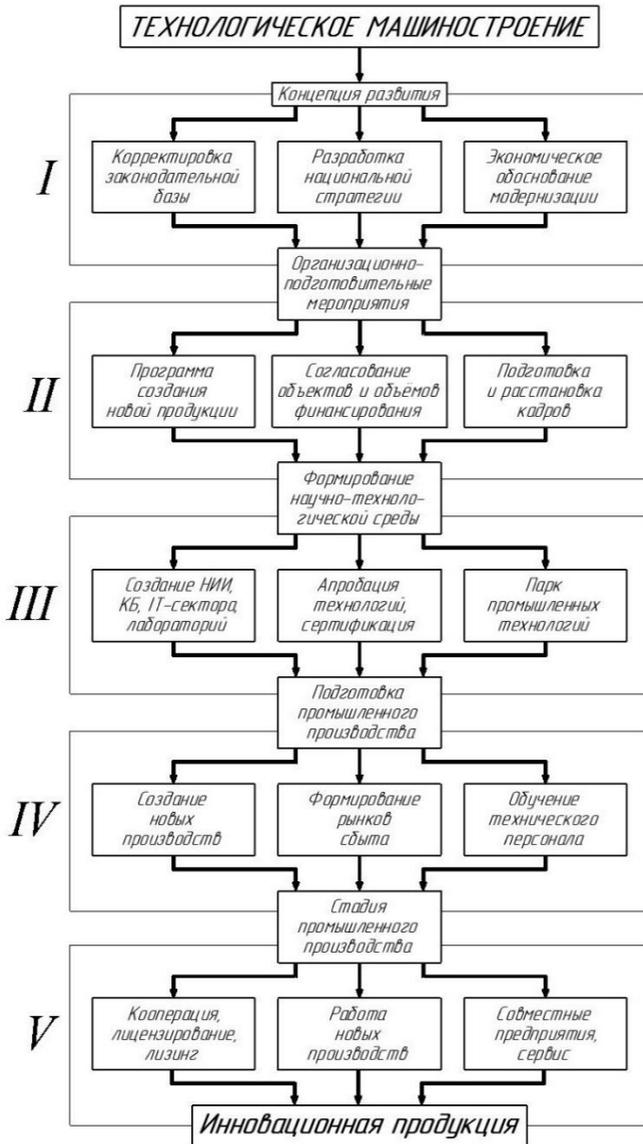


Рис. 1. Мобилизационная модель развития технологического машиностроения

В качестве конкретных предложений представим разработанную авторами структуру мобилизационной модели развития технологического машиностроения, которая в концентрированном виде изображена на рисунке 1. Ее основная суть представлена пятью главными этапами (I-V), которые последовательно сменяют друг друга и выполняют строго определенные функции. В целом они построены на традиционных подходах и решают конкретные задачи известными способами. Исключение составляют только первые два, которые основаны на ЭТК и являют собой концепцию развития и выполнения комплекса организационно-подготовительных мероприятий и в первом представлении не требуют пояснений.

Представляемые нами страны, т.е. Казахстан, Беларусь и Кыргызстан характеризуются крайне низким уровне машиностроения, связанного с производством технологического оборудования, предназначенного для глубокой комплексной переработки сырья и материалов. Доминирование в этой области передовых западных компаний лишает нас каких-либо значимых шансов составить им конкуренцию или просто заместить простым копированием уже существующие виды техники и технологические процессы на их основе. Наиболее тяжелая ситуация связана с крупными машинами, производство которых требует мощной производственной базы, длительного периода эксплуатационной доработки и обеспечения технологической универсальности.

Первопричинами сложившейся ситуации являются: во-первых, недостаточный общий уровень научно-технологической сферы и отсутствие требуемого количества и профильного состава квалифицированных специалистов; во-вторых, слабая машиностроительная база; в-третьих, концептуальная несостоятельность проводимой технологической политики индустриального развития на основе собственного машиностроения; в-четвертых, консервативная позиция органов управления и отсутствие необходимой законодательной базы, направленной на стимулирование отечественных разработок; в-пятых, разрозненность и слабость научных школ и конструкторских коллективов, способных выполнять сложные проекты. Кроме перечисленных имеется целый ряд и других факторов, в том числе финансовых, сдерживающих развитие указанной отрасли машиностроения. Именно эти факторы делают задачу по разработке стратегии решения поставленной проблемы не только актуальной, но жизненно необходимой.

Практическая реализация представленной мобилизационной модели развития технологического машиностроения требует тщательной проработки и должна базироваться на глубоких исследованиях и обоснованиях. Вполне очевидно, что в существующих условиях алгоритм

создания новых видов технологического оборудования должен базироваться на выборе реалистичных направлений и учитывать имеющиеся ресурсы, прежде всего человеческий потенциал. В перечне исходных проектов должны быть машины и аппараты хоть и основанные на новых принципах и процессах, но сравнительно небольшие по размерам и относящиеся к мало- и среднетоннажным производствам и доступные для быстрой практической реализации. По мере освоения выпуска их параметры и типоразмерные ряды могут увеличиваться, а конструкции усложняться. Параллельно должны развиваться научно-технологическая и производственная сферы, а также профессиональный уровень исполнителей. К сказанному следует добавить, что в действительности имеется огромный спектр направлений, которые вполне доступны для их освоения и создания нового технологического оборудования самого высокого уровня. Значимую роль во всех рассматриваемых вопросах может сыграть научно-техническая кооперация между странами ЕАЭС.

Список литературы

1. Николаев, С.Н. Об интенсивном развитии технологического машиностроения на основе качества / С.Н. Николаев: Строительные и дорожные машины, №5, 2020 - С.3-9
2. Сиваченко, Л.А. Технологическое машиностроение - инновационный резерв мировой экономики [монография] /Л.А. Сиваченко, Т.Л. Сиваченко: Могилев: Белорусско-Российский университет, 2017. -254 с.
3. Васильев, В.Н. Технологическая зависимость экономики, переход машиностроительных предприятий на инновационный путь развития и особенности выхода России из текущей депрессии /В.Н. Васильев. – Вестник машиностроения, 2013. № 11, - С.72-80
4. Сиваченко, Л.А. Технологический потенциал машиностроения /Л.А. Сиваченко – Строительные и дорожные машины, №3, 2018. – С.3-14
5. Сиваченко, Л.А. Технологический потенциал машиностроения /Л.А. Сиваченко – Строительные и дорожные машины. №4, 2018. – С.3-11
6. Технологический потенциал машиностроения: (на казахском языке) [монография] /Л.А. Сиваченко, С.Ж. Багитова, Г.М. Абдукаликова, Л.М. Утепбергенова. - Нур-Султан: ЕНУ им. Л.Н. Гумилева, 2019. – 280 с.
7. Шамрай, Ф.А. Модернизация в России /Ф.А. Шамрай: Строительные и дорожные машины, №2, 2012. – С.2-7
8. Шамрай, Ф.А. Модернизация в России /Ф.А. Шамрай: Строительные и дорожные машины, №3, 2012. – С.2-7
9. Кудайкулов, М.К. Классификация процессов трансформации экономических систем, Вестник КРСУ, Бишкек, Том 13 №7, 2013. – С. 172-175.

УДК 621.8

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ
МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ КРАНОВ МОСТОВОГО ТИПА
КОРОБЧАТОГО СЕЧЕНИЯ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Воробьев А.В.¹, Анцев А.В.¹, Анцев В.Ю.¹, Трушин Н.Н.¹
1. ФГБОУ ВО Тульский государственный университет, г. Тула

В статье представлена методика прогнозирования долговечности элементов металлоконструкций кранов мостового типа коробчатого сечения на стадии конструкторской подготовки производства. В качестве критерия долговечности используется трещиностойкость конструкции. Разработаны зависимости для определения коэффициента интенсивности напряжений для трещин нормального отрыва в пространственных объектах коробчатого, двутаврового, швеллерного и других сечений, характерных для элементов крановых металлоконструкций.

Ключевые слова: мостовой кран, долговечность, трещиностойкость.

PREDICTING THE DURABILITY OF METAL STRUCTURE
ELEMENTS OF BOX SECTION BRIDGE CRANES AT THE DESIGN
STAGE

Worobyov A.V.¹, Antsev A.V.¹, Antsev V.Yu.¹, Trushin N.N.¹
1. Tula State University, Tula

The article presents a methodology for predicting the durability of metal structure elements of box-section bridge cranes at the stage of design preparation for production. The crack resistance of the structure is used as a durability criterion. Dependencies have been developed to determine the stress intensity factor for normal rupture cracks in spatial objects of box-shaped, I-beam, channel and other sections characteristic of elements of crane metal structures.

Key words: overhead crane, durability, crack resistance.

Результаты расчетов, выполняемых в процессе конструкторской подготовки производства грузоподъемных машин, в том числе кранов мостового типа, должны обеспечивать сохранение несущей способности крана и его элементов, а также соответствующие значения показателей надежности при заданных эксплуатационных характеристиках в течение установленного срока службы, при условии изготовления, установки и использования крана в соответствии с

требованиями нормативно-технической и эксплуатационной документации. Поэтому большое внимание исследователей уделено вопросам разработки инструментов обеспечения надежности, безопасности и качества новой продукции в процессе проектирования. Для этого алгоритмы проектирования металлоконструкций грузоподъемных машин как, например, описанный в работе [1], одним из этапов включают проверочный расчет на сопротивление усталости основных сечений конструкции, подвергаемых интенсивному циклическому нагружению. Расчет металлоконструкций на сопротивление усталости в областях наибольших растягивающих напряжений является проверкой конструкции по условию долговечности, так как возникновение в них усталостной трещины может привести к катастрофическим последствиям и свидетельствует об исчерпании ресурса конструкции в целом [2]. Если долговечность конструкции окажется меньше требуемой, то производится корректировка конструктивно-технологического решения.

При прогнозировании долговечности проектируемой металлоконструкции важной задачей является определение времени роста трещины от начальной длины до критического размера. Для определения критической длины трещины и для определения скорости роста трещины используется характеристика поврежденной нагруженной конструкции называемая коэффициентом интенсивности напряжений (КИН). Определение КИН сводится к проблеме нахождения K -тарировки. Значение этого коэффициента для небольших трещин в элементах конструкций несложных сечений вычисляют по приближенным аналитическим формулам, представленным в работах различных авторов, например, [1, 3, 4]. Величина КИН также может быть найдена по справочным данным, например, [4]. Однако справочники по КИН практически не содержат решений для трещин в пространственных объектах коробчатого, двутаврового, швеллерного и других сечений, характерных для элементов крановых конструкций. Что касается справочных данных, то не для всех конфигураций сечений имеются аналитические решения.

K -тарировку для элементов более сложных сечений с произвольно расположенными трещинами больших размеров, как отмечается в [1], рекомендуется определять численными методами, в том числе с помощью метода конечных элементов (МКЭ). При этом при расчете КИН с помощью МКЭ используют специальные суперэлементы, которые помещаются в вершину трещины и содержат математическое описание особенности напряженно-деформированного состояния, связанной с ее вершиной (сингулярный конечный элемент) [5]. При

отсутствии таких суперэлементов в программном обеспечении достаточно надежным приемом для сквозных трещин в пластинах является прямой метод по напряжениям или по перемещениям [6].

Поэтому возникает необходимость разработки методов определения КИН в элементах металлоконструкций других сечений, чему посвящены исследования различных авторов. Например, в работе [7] представлены результаты численных экспериментов по определению КИН для типовых авиационных конструкций с трещинами, позволившие создать базу данных факторов, влияющих на КИН, для проведения работы по определению ресурса конструкции по условиям живучести. Применение численных методов для нахождения КИН также рассматривается в работах [2, 6, 8]. Однако отсутствуют данные об исследованиях КИН для трещин нормального отрыва в пространственных объектах коробчатого, двутаврового, швеллерного и других сечений, характерных для элементов крановых металлоконструкций.

Для вычисления напряжений в окрестностях вершины трещины и КИН в системе автоматизированного проектирования и расчета АРМ WinMachine были построены конечно-элементные модели металлической конструкции коробчатого сечения. В опорном сечении моделей моделировались трещиноподобные дефекты различного характерного размера a , или относительного размера $\alpha = a/B$, где B – ширина пояса пролетной балки с трещиной.

В результате проведенного численного эксперимента были определены значения КИН $K_I(\alpha)$ при номинальных напряжениях в рассматриваемом сечении металлической конструкции 50, 75 и 100 МПа (рис. 1).

Полученные значения КИН были аппроксимированы степенными функциональными зависимостями $K_I(\alpha)$:

- при 50 МПа:

$$K_I(\alpha) = 90,286 \cdot \alpha^{0,63};$$

- при 75 МПа:

$$K_I(\alpha) = 94,961 \cdot \alpha^{0,64};$$

- при 100 МПа:

$$K_I(\alpha) = 99,642 \cdot \alpha^{0,65},$$

где α – относительный размер трещины.

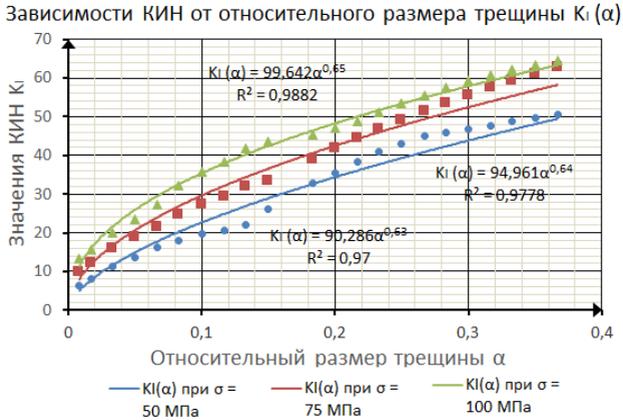


Рис. 1. Функции $K_I(\alpha)$ при напряжениях 50, 75 и 100 МПа

Итоговые значения КИН можно получить и для других напряжений, используя полученные данные по $\sigma = 50, 75, 100$ МПа путем интерполяции их значений следующим образом:

- при $\sigma = 0 \dots 50$ МПа

$$K_{(\sigma=0\dots50)} = \frac{\sigma(0\dots50)}{50} \cdot K_{(\sigma=50)},$$

- при $\sigma = 50 \dots 75$ МПа

$$K_{(\sigma=50\dots75)} = K_{(\sigma=50)} + \frac{\sigma(50\dots75) - 50}{25} \cdot (K_{(\sigma=75)} - K_{(\sigma=50)}),$$

- при $\sigma = 75 \dots 100$ МПа

$$K_{(\sigma=75\dots100)} = K_{(\sigma=75)} + \frac{\sigma(75\dots100) - 75}{25} \cdot (K_{(\sigma=100)} - K_{(\sigma=75)}),$$

- при $\sigma > 100$ МПа

$$K_{(\sigma>100)} = K_{(\sigma=100)} + \frac{\sigma(>100)}{25} \cdot (K_{(\sigma=100)} - K_{(\sigma=75)}).$$

На основе полученных зависимостей $K_I(\alpha)$ разработана инженерная методика определения запаса трещиностойкости металлоконструкции при циклическом нагружении путем расчета числа циклов работы грузоподъемной машины до разрушения Z_a , при котором произойдет подрастание трещины от начального размера a_0 до критического размера a_1 , по формуле:

$$Z_a = \frac{\gamma_{dN} (\gamma_n \gamma_m \Delta K_*)^q \cdot B^2}{\zeta_{ea} v_*} \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \frac{da}{K_I(\alpha)^q}, \quad (1)$$

где γ_{dN} – коэффициент надежности методики расчета; γ_n – коэффициенты надежности по назначению конструкции или элемента; γ_m – коэффициенты надежности по характеристике материала; $v_* = 10^{-7}$ м/цикл; ΔK_* – параметр уравнения, равный значению размаха КИН (ΔK_I), при котором скорость развития трещины $da/dz = v_*$; ζ_{ea} – коэффициент циклического нагружения; q показатель степени, приближенно принимаемый равным $q=3$. В формуле (1) особенности крановых металлоконструкций учитываются полученными степенными функциональными зависимостями изменения КИН от относительной длины трещины $K_I(\alpha)$.

С целью проверки адекватности зависимости (1) производился расчет долговечности элемента металлоконструкции мостового крана, по методике [2] и зависимости (1). В результате при $\sigma = 50$ МПа получены следующие значения: $Z_a = 4,972 \cdot 10^5$ при расчете по методике [2] и $Z_a = 5,155 \cdot 10^5$ при расчете по зависимости (1). Расхождение составило 3,68 %, что свидетельствует об адекватности зависимости (1).

При $\sigma = 75$ МПа получены следующие значения: $Z_a = 4,736 \cdot 10^5$ при расчете по методике [2] и $Z_a = 4,881 \cdot 10^5$ при расчете по зависимости (1). Расхождение составило 3,06 %, что свидетельствует об адекватности зависимости (1).

При $\sigma = 100$ МПа получены следующие значения: $Z_a = 4,365 \cdot 10^5$ при расчете по методике [2] и $Z_a = 4,659 \cdot 10^5$ при расчете по зависимости (1). Расхождение составило 6,74 %, что свидетельствует об адекватности зависимости (1).

Условие безопасной эксплуатации крана на период между его полными техническими освидетельствованиями, проводимыми раз в каждые три года в рамках нормативного срока службы, имеет вид:

$$Z_a \geq Z_d = n_{ц} n_{см} n_{д} N, \quad (2)$$

где Z_d – число циклов нагружения за срок между полными техническими освидетельствованиями; $n_{ц}$ – число циклов в смену; $n_{см}$ – число смен в сутках; n_d – число рабочих дней в году; $N=3$ года – период эксплуатации крана между полными техническими освидетельствованиями.

Предложенная инженерная методика прогнозирования безопасной эксплуатации крана на срок до следующего полного технического освидетельствования включает следующие этапы [9]:

1. Вычисляются действующие напряжения при различных уровнях нагрузок.

2. В зависимости от уровня номинального напряжения в наиболее опасном сечении принимается та или иная зависимость $K_I(\alpha)$.

3. По формуле (1) рассчитывается значение запаса трещиностойкости Z_a .

4. Запас трещиностойкости Z_a сравнивается с допускаемым числом циклов Z_d (интервал между ПТО крана). Если $Z_a \geq Z_d$, то условие трещиностойкости выполняется, а это значит, что даже при невыявленной трещине при ПТО металлоконструкция мостового крана будет служить Z_a циклов. А если $Z_a < Z_d$, то тогда необходимо вносить конструктивные изменения в металлоконструкцию для обеспечения выполнения условия (2).

Представленная методика позволяет на стадии конструкторской подготовки производства кранов мостового типа производить анализ его надежности для оценки способности крана выполнить установленные требования по долговечности.

Список литературы

1. Соколов, С. А. Строительная механика и металлические конструкции машин: учебник / С. А. Соколов. – Санкт-Петербург: Политехника, 2011. – 450 с.
2. Соколов, С. А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. / С. А. Соколов. – Санкт-Петербург: Политехника, 2005. – 423 с.
3. Механика разрушения и прочность материалов: Справочное пособие: [в 4 томах]. / Под общ. ред. В. В. Панасюка. – Киев: Наукова думка, 1988. – Т. 2 – 620 с.
4. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений: в 2 томах: перевод с английского / Под ред. Ю. Мураками. – Москва: Мир, 1990. – Т. 2 – 1016 с.
5. Хечумов, Р. А. Применение метода конечных элементов к расчету конструкций: учебное пособие для вузов / Р. А. Хечумов, Х. Кепплер, В. И.

- Прокопьев; под общей редакцией Р. А. Хечумова. – Москва: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 1994. – 353 с.
6. Сиратори, М. Вычислительная механика разрушения / М. Сиратори, Т. Миеси, Х. Маусита ; перевод с японского. – Москва: Мир, 1986. – 334 с.
7. Сысова, В. В. Расчеты коэффициентов интенсивности напряжений для типовых авиационных конструкций с трещинами / В. В. Сысова. // Электронный журнал «Труды МАИ». – Выпуск № 45. – www.mai.ru/science/trudy/.
8. Багдади, Ш. З. Исследование коэффициентов интенсивности напряжений в элементах крановых конструкций / Ш. З. Багдади, Е. Ч. Ким, С. А. Соколов // Изв. Тульского гос. ун-та. Серия «Подъемно-транспортные машины и оборудование». Тула: Изд-во ТулГУ, 1999. – Вып. 2. – С. 275–280.
9. Antsev, V. Yu. Methods of determining the margin of cyclic crack resistance of metal structures for hoisting machinery / V. Yu. Antsev, A. S. Tolokonnikov, A. V. Vorobev, V. I. Sakalo // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 10th International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2016, MEACS 2016; Tomsk; Russian Federation; 27 October 2016 to 29 October 2016. – Volume 177. – Issue 1. – 1 March 2017. DOI: 10.1088/1757-899X/177/1/012096.

УДК 622. 625

АСИММЕТРИЧНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КАК НАПРАВЛЕНИЕ
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ
ВИБРОМАШИН

**Герасимов М.Д.¹, Латышев С.С.¹, Любимый Н.С.¹, Четвериков Б.С.¹,
Мальцев А.К.¹**

*1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород*

В технической литературе, относящейся к теории колебаний, исследователи периодически обращаются к вибрационным процессам, в которых используются параметры с асимметрией величин относительно своего нейтрального положения. В работе приводится анализ известных работ, по наличию информации об асимметричных колебаниях в рабочих органах, например, для строительных и дорожных машин.

Ключевые слова: колебания, вибрация, асимметрические колебания, ряды Фурье.

ASYMMETRIC OSCILLATIONS AS A DIRECTION OF
IMPROVEMENT OF THE WORKING EQUIPMENT OF
VIBROMACHINES

**Gerasimov M.D.¹, Latyshev S.S.¹, Lubimyi N.S.¹, Chetverikov B.S.¹,
Maltsev A.K.¹**

*1. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov,
Belgorod*

In the technical literature related to the theory of oscillations, researchers periodically refer to vibrational processes in which parameters with asymmetry of values relative to their neutral position are used. The paper provides an analysis of known works, according to the availability of information about asymmetric oscillations in working bodies, for example, for construction and road machines.

Key words: oscillations, vibration, asymmetric oscillations, Fourier series.

Уже в первых научно-исследовательских работах [1], посвящённых вибротранспортированию было обращено внимание на использование так называемых, бигармонических режимов колебаний при вибротранспортировании. Было обращено внимание на то, что при использовании бигармонических колебаний грузонесущих органов виброустановок для выпуска руды можно менять режимы вибротранспортирования за счёт изменения соотношения амплитуд гармоник и угла сдвига. Обращено внимание, что скорость вибротранспортирования при одних и тех же амплитудах гармоник только за счёт изменения угла сдвига фаз между ними может изменяться более чем в два раза. Данное положение привело авторов к выводу, что проблема оптимизации бигармонических режимов вибротранспортирования является ещё более актуальной, чем задачи оптимизации гармонических режимов вибротранспортирования. Очевидно, результатов дальнейших исследований в области повышения эффективности процесса вибротранспортирования в работе [1] не приводится.

На то, что в некоторых случаях наибольший эффект от вибрирования наблюдается при одновременном воздействии нескольких источников колебаний с разными частотами, было обращено в работе [2]. Данное наблюдение, прежде всего относилось к планетарному вибратору с вращающимся валом и вращающемся на валу бегунком в виде дебаланса. В работе описывается конструкция вибропогрузателя ВП-3 для погружения оболочки с наружным диаметром 96 см. Вес вибропогрузателя 8 т, а момент его дебалансов составляет 23600 кг·см. Вибрирование осуществляется с использованием двух частот: 408 и 960 кол/мин. Мощность электродвигателя 100 кВт.

Обращает на себя внимание, что частоты колебаний не являются кратными и то, что момент дебалансов не разнесён по соответствующим ступеням.

Теория механических колебаний вообще и асимметричных колебаний в частности, в зависимости от их приложения могут рассматриваться в физике, в теории механизмов и машин, в теоретической механике, в специальной технической литературе. Поэтому имело смысл рассмотреть наличие разделов, относящихся к теме асимметричных колебаний в классических изданиях по теории механических колебаний. Однако, в работах, относящихся к классической теории колебаний [3...8], специальные разделы по теории асимметричных колебаний не рассматриваются. Следует отметить, что во многих книгах этого типа, акцент в выборе рассматриваемого материала по теории колебаний часто является «делом вкуса» автора или многолетними направлениями его исследований [9, 10]. В некоторых текстах *упор делается на математику*, но в целом не хватает физической интерпретации и показательных примеров, в то время как *в других подчеркивают методологию и практическое применение*, но склонны чрезмерно упрощать математические аспекты и не в полной мере подчеркивают основополагающие принципы.

В работе [11], в разделе «Damped Forced Vibration - Harmonic Excitation» проведен анализ сигналов при работе сейсмических приборов.

Рассматривая «задержку или сдвиг сигнала» на величины времени, связанные с начальной фазой, t_{φ_1} и t_{φ_2} , авторами приводятся графики «фазового искажения», двух гармоник: $x(t) = x_1(t) + x_2(t)$.

Приведены графики «исходного сигнала» (a) и «записанного сигнала» (b), рис.1.

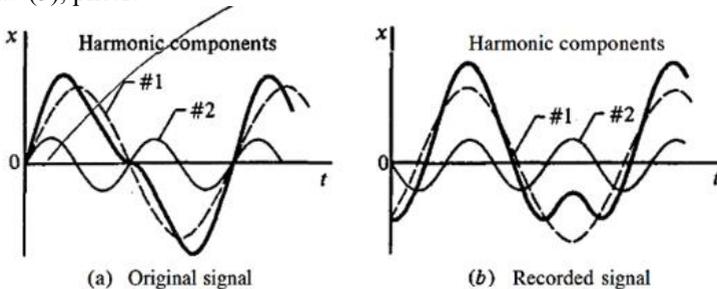


Рис. 1.1. Фазовые искажения [11].
(a) исходный сигнал, (b) записанный сигнал

Анализ показывает, что данные графики есть не что иное, как классический вариант суммирования двух колебаний с кратными частотами с нулевым или некоторым заданным смещением фаз. Однако, такая интерпретация сложения колебаний уже опосредованно говорит об асимметрии суммарного колебания.

В работе [11] отмечена важная особенность колебаний, создаваемых механизмами: «Силы, создаваемые механизмами, обычно бывают периодическими, но редко гармоническими». В результате появляется необходимость, для задания вынуждающей силы, использовать ряды Фурье. В [11] демонстрируются, для примера, графики «периодической прямоугольной волны», (a) и «гармонические составляющие прямоугольной волны», (b).

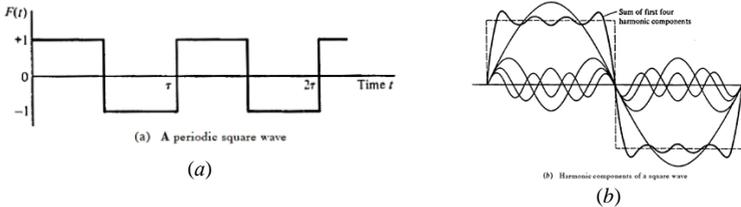


Рис. 2. Анализ ряда Фурье прямоугольной волны [11]
 периодическая прямоугольная волна, (b) гармонические составляющие прямоугольной волны

Из рис. 2 видно, что для представления прямоугольной волны использованы четыре периодических функции с кратными частотами колебаний, например, $n_1, n_2, n_3, n_4 = n_1, 2n_1, 3n_1, 4n_1$.

Следует обратить внимание, что приведен пример с симметричной «прямоугольной волной».

$$F(t) = \begin{cases} 1 & \text{для } 0 < t < \tau/2 \\ -1 & \text{для } \tau/2 < t < \tau \end{cases} \quad (1)$$

Было бы интересно наблюдать за поведением графиков в аналогичных примерах:

$$F(t) = \begin{cases} 25 & \text{при } 0 < t < \tau/4 \\ -5 & \text{при } \tau/4 < t < 3 \cdot \tau/4 \\ 25 & \text{при } 3 \cdot \tau/4 < t < \tau \end{cases} \quad (2)$$

$$F(t) = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 < t < 4 \cdot \tau/20 \\ -0,5 & \text{при } 4\tau/20 < t < 16 \cdot \tau/20 \\ 1 & \text{при } 16 \cdot \tau/20 < t < \tau \end{cases} \quad (3)$$

$$F(t) = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 < t < 2\tau/20 \\ -0,5 & \text{при } 2\tau/20 < t < 18 \cdot \tau/20 \\ 1 & \text{при } 18 \cdot \tau/20 < t < \tau \end{cases} \quad (4)$$

$$F(t) = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 < t < 1 \cdot \tau/20 \\ -0,17 & \text{при } 1\tau/20 < t < 19 \cdot \tau/20 \\ 1 & \text{при } 19 \cdot \tau/20 < t < \tau \end{cases} \quad (5)$$

В [11] уже присутствуют классические элементы анализа колебаний, которые в определённых условиях могут быть трансформированы в элементы теории создания и управления асимметричными колебаниями.

В работе [12], которая являлась базовой для проектирования, в том числе, и вибрационных строительных и дорожных машин, ещё отсутствуют сведения об асимметричных колебаниях.

В водной части – «Колебательное движение» [13] рассматриваются вопросы сложения колебаний, которые могут интерпретироваться, как прообраз асимметричных колебаний. На рис 3 приведена схема сложения двух колебаний, каждый из которых представлен векторами r_1 и r_2 . При сложении колебаний r_1 и r_2 имеем суммарное колебание r .

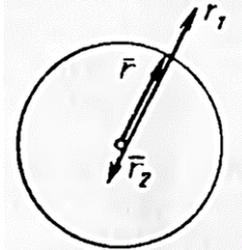


Рис. 3. Схема сложения двух колебаний, которые находятся в противофазах [13]

В работах [14, 15] приводятся теоретические задачи и методы их решения для строительных конструкций, включая и методы с использованием разложения функций в ряд Фурье.

Работы [16...19] и работы [20...22] образуют два класса аналогичных задач по вибротранспортированию. Отличительной особенностью первых [16...19] является то, что идея асимметричного режима работы вибротранспортирующего рабочего органа строится на том, чтобы увеличить амплитуду перемещения рабочего органа в сторону противоположную транспортированию (назад), по сравнению с амплитудой перемещения рабочего органа вперёд. То есть, стремление увеличения вынуждающей силы движения рабочего органа назад, попросту изменения времени действия вынуждающей силы в пределах периода колебаний «вперёд-назад». Отличительной особенностью вторых работ [20...22] является то, что идея асимметричного режима работы вибротранспор-

тирующего рабочего органа строится на том, чтобы увеличить ускорение, а значит и скорость перемещения рабочего органа в противоположном направлении по отношению к направлению транспортирования материала. В работах [20...22] условия асимметрии формируются следующим образом: «Асимметричность продольных бигармонических колебаний приводит к проявлению значительных инерционных сил, превышающих силы трения. В этом случае бегущая волна перемещает частицы в направлении своего распространения (эффект серфинга). Для продольного перемещения частицы бигармонической волной необходимо, чтобы сила ее инерции превзошла силу трения за счет критического ускорения. Асимметричность продольных (возвратно-поступательных) колебательных движений механической системы (более быстрый ход назад) приводит к проявлению значительных инерционных сил, превышающих силы трения частиц полидисперсной смеси о поверхность, и к их продольному движению».

В работах [16...19] рассматриваются вибротранспортирующие рабочие органы, «имеющие в качестве вибровозбудителя линейный электромагнитный двигатель, причём он работает не постоянно, а включается при ходе рабочего органа (РО) вперед – по ходу транспортирования материала. Это обуславливает неравенство амплитуд колебаний при ходе РО вперед и назад ($A_0 \neq A_1$).»

Однако, для обеих групп направлений использования элементов асимметрии колебаний по параметру амплитуды колебаний или по параметру ускорения (или скорости) в пределах периода колебаний, коэффициент асимметрии (k_{ac}) данных параметров составляет по величине не более двух единиц, т.е. $k_{ac} \leq 2,0$.

В свою очередь, в работах [16...19] сделана попытка разработки некоторого закона движения вибрационного устройства и рабочего оборудования в целом. В результате, в этой серии работ сформулирован вывод и процесс вибротранспортирования представлен в виде четырёх последовательных этапов: «Амплитуда колебаний РО зависит от закона изменения движущего усилия и при постоянной частоте колебаний определяет скорость транспортирования и, следовательно, производительность ВТМ.

Первый этап – свободные колебания (движение РО от верхнего положения назад).

Второй этап – включение линейного двигателя $0 \leq t_l \leq t_{kl}$ – движущее усилие изменяется по экспоненциальному закону.

На третьем этапе движущее усилие описывается полиномом третьей степени. Перемещение РО за время работы двигателя ($t = t_B$) можно определять из формулы...

На четвертом этапе движения рабочий орган совершает свободные колебания. Максимальная величина перемещения зависит от скорости рабочего органа в конце второго этапа ($\dot{x}_2(t_B)$).

Работа [23] посвящена описанию эффектов и физических механизмов, лежащих в основе применения вибрации в различных технологических процессах. Рассматриваются «динамические портреты» колебательных систем, разрабатываются алгоритмы управления вибрационных технологических машин, которые позволяют выводить машины на резонансный режим как из дорезонансного, так и из зарезонансного режима. Одним словом, существует технологический процесс с использованием вибрационных или колебательных механизмов, или генераторов. Очень важным требованием является условие поддержания параметров вибрации или колебаний в режиме резонанса. Поэтому, для данного технологического процесса и решается задача вывода параметров вибрации или колебаний в режим резонанса из любого, дорезонансного или зарезонансного, режима. Поэтому, всякий раз, сталкиваясь с задачей организации вибрационных устройств для строительных и дорожных машин, справедлив вопрос: «Насколько необходимо с точки зрения надёжности машины, точности выходных параметров технологического процесса, устойчивости вибрационного процесса, иметь резонансные колебания?».

Практически впервые в работе [23] сформулированы типы асимметрии колебательных систем в теории вибротранспортных процессов, а именно:

- Геометрическая асимметрия,
- Асимметрия фрикционных свойств,
- Силовая асимметрия,
- Временная асимметрия возбуждения

К *геометрической асимметрии* автор относит *пространственную* асимметрию системы, например, при изменении угла наклона транспортирующего лотка к горизонту.

Асимметрия фрикционных свойств определяется наличием эффекта изменения коэффициента трения или сопротивления перемещению материала по поверхности лотка при изменении формы или свойств его поверхности.

Свойства *силовой асимметрии* раскрываются [23], «когда к геометрически симметричной системе приложена постоянная внешняя сила P или, когда направление вибрации не совпадает с горизонтальной осью лотка.

Свойства *временной асимметрии возбуждения* должны проявляться, «когда закон колебаний во времени асимметричен относительно середины каждого цикла.

Естественно, что на схему классификации процессов, способов и устройств машин определённого класса накладывается определённые привязанности конкретных условий научных исследований и их авторов. Рассматривая асимметричные колебания вибрационных машин, нами сформированы типы асимметрии несколько иначе.

Силовая асимметрия – это асимметрия, которая характеризуется коэффициентом асимметрии колебательной системы, k_{ac} , численно равного отношению величины составляющей вынуждающей силы, действующей в направлении выполнения полезной работы, F_{np} , к величине составляющей вынуждающей силы, действующей в направлении выполнения «холостого хода», т.е. в противоположном направлении, F_{xx} .

$$k_{ac} = \frac{|F_{np}|}{|F_{xx}|}. \quad (6)$$

Силовая асимметрия включает в себя все силы, действующие в колебательной системе, а вынуждающая сила является суммарной от действующих или внешних сил, в зависимости от постановки задачи. Величина коэффициента асимметрии вибрационного устройства с асимметричными колебаниями всегда больше единицы, $k_{ac} > 1,0$. При $k_{ac} = 1,0$ имеем обычные направленные колебания, как частный случай. Верхняя граница величины вибрационного устройства с асимметричными колебаниями определяется его конструктивными решениями.

Частотная асимметрия – когда асимметрия колебаний формируется параметрами и соотношением частот отдельных колебаний, входящих в итоговое, суммарное колебание, что также накладывает изменение на соотношения периодов колебаний и времени действия суммарной вынуждающей силы.

Функциональная асимметрия – когда целевая функция вибрационного устройства с асимметричными колебаниями изменяется на противоположную. Частным примером функциональной асимметрии может являться фазовая асимметрия, когда у отдельных тел, генерирующих колебания изменяется в определённой форме начальная фаза колебаний. Техническим примером может являться процессы погружения свай и шпунтов в грунт и их извлечение из грунта. Подобная форма асимметрии используется в некоторых других научных исследованиях.

Таким образом, развитие методики проектирования вибрационных устройств для строительной техники с асимметричной величиной вынуждающей силы, действующей попеременно в пределах периода коле-

баний в направлении выполнения полезной работы и в направлении выполнения холостого хода, постепенно приобретает самостоятельное направление научно-исследовательских работ, а создание вибромашин с такими свойствами рабочего оборудования должно быть обеспечено законами конкуренции.

Финансирование. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-79-10022, <https://rscf.ru/project/23-79-10022/>.

Список литературы

- 1 Гончаревич И. Ф., Вихнович О.Л. Вибрационные установки для выпуска руды. (Конструкции, методы расчёта, рекомендации по эксплуатации и наладке). Изд-во «НЕДРА». М. 1967. С. 98.
- 2 Миклашевский Е.П., Мельгунов Н.Ф. Вибрационные строительные машины. Серия «Новая техника и передовые методы». Профтехиздат. 1960. 116 с.
- 3 Theory of vibration: an introduction/ A. A. Shabana. - 2nd ed. p. cm. - (Mechanical engineering series). Mechanical Engineering Series. 1991. P.347
- 4 Анищенко В. С. Сложные колебания в простых системах: Механизмы возникновения, структура и свойства динамических и физических системах. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит. 1990. – 312 с.
- 5 Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: учебник для вузов. – М.: Высш. Школа, 1980. – 408 с.
- 6 Бутенин Н.Б., Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.Л. Введение в теорию нелинейных колебаний 383 с.
- 7 Стокер Дж. Нелинейные колебания в механических и электрических системах. Перевод с английского. Нью-Йорк. 1950. Под ред. А. И. Лурье. Изд-во Иностранной литературы. М.: 1952. 264 с.
- 8 Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu. A., Slousch A. V. Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Translated by L. Lilov. State Technical University St. Petersburg. 2000. P. 394.
- 9 Balakumar Balachandran, Edward B. Magrab. Vibrations. Second Edition. Printed in the United States of America. 2009.
- 10 William J. Bottega. Engineering Vibrations. 2006 by Taylor & Francis Group, LLC. P. 727
- 11 Francis S. TSE, Ivan E. Morse, Rolland T. Hinkle. Mechanical Vibrations. Theory and Applications Second Edition. Copyright 1978, 1%3 by and Bacon, Inc. 470 Atlantic Avenue, Boston, Massachusetts 02210.
- 12 Справочник конструктора дорожных машин. Изд. 2-е, перераб. И доп. Под ред. д-ра техн. наук проф. И.П. Бородачёва. М.: Машиностроение. 1973 г. 504 с. Авт. Б.Ф. Бондаков, С.А. Варганов, М.Р. Гарбер.
- 13 Основы теории вибрационной техники. Быховский И.И., М.: Машиностроение. 1968. 362 с.

- 14 William T. Thomson, Professor Emeritus. Theory of Vibration with Applications. Fourth Edition. Department of Mechanical and Environmental Engineering University of California Santa Barbara, California / Springer- Science+ Busintiss Media, B.V. Fourth edition 1993. P. 558.
DOI 10.1007/978-1-4899-6872-2
- 15 Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер; под ред. Э. И. Григолюка; пер. с англ. Л. Г. Корнейчука — М.: Машиностроение, 1985. - 472 с.
- 16 Суслов Д.Н. Аналитическая модель питателя-грохота с нелинейным силовым воздействием / Технические Науки. Фундаментальные исследования №12, 2011. С. 777-781.
- 17 Суслов Д. Н. Аналитическая модель питателя-грохота с нелинейным силовым воздействием / «Известия вузов. Горный журнал», № 1, 2012. С. 68-73
- 18 Суслов Д. Н. Обоснование рациональных режимных параметров рабочего процесса авторезонансных вибротранспортных машин. Автореферат дисс. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. Спец-ть 05.05.06 – «Горные машины». 2012. С. 23.
- 19 Афанасьев А. И., Казаков Ю. М., Суслов Д. Н., Сайтов В. И. Математическая модель вибротранспортной машины с асимметричными линейными колебаниями рабочего органа / Механизация горных работ. горные машины и комплексы. «Известия вузов. Горный журнал», № 1, 2012. С. 58-61.
- 20 Анахин В.Д. Динамическое моделирование волновой асимметрии. Вестник Бурятского государственного университета. 3 /2014. С. 98 – 100.
- 21 Анахин В.Д. Мониторинг динамических систем с трением и асимметрией колебаний / Вестник Бурятского государственного университета. 3 /2013. С.130 – 132
- 22 Анахин В.Д. Графоаналитический метод моделирования динамики систем с асимметричными колебаниями // Вестник Бурятского государственного университета. Спецвыпуск В. – 2012. – С. 223-229.
- 23 Пановко Г. Я. Динамика вибрационных технологических процессов. - М.-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», Институт компьютерных исследований, 2006. -176 с.

УДК 622. 625

**АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ В ОБЛАСТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН
Герасимов М.Д.¹, Любимый Н.С.¹, Четвериков Б.С.¹, Латышев С.С.¹,
Мальцев А.К.¹**

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Наряду с литературой, относящейся к теории колебаний, большой объём информации сосредоточен в технической литературе по исследованию и проектированию отдельных классов машин и оборудования В работе приводится анализ известных работ, по

наличию информации об асимметричных колебаниях в рабочих органах виброгрохотов, вибрационных дробилок, вибросмесителей и вибромельниц.

Ключевые слова: виброгрохоты, вибрационные дробилки, вибросмесители и вибромельницы, асимметричные колебания.

ANALYSIS OF PUBLICATIONS IN THE FIELD OF IMPROVEMENT EFFICIENCY OF VIBRATION MACHINES

***Gerasimov M.D.¹, Lubimyi N.S.¹, Chetverikov B.S.¹, Latyshev S.S.¹,
Maltsev A.K.¹***

*1. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov,
Belgorod*

Along with the literature related to the theory of vibrations, a large amount of information is concentrated in the technical literature on the research and design of certain classes of machines and equipment. The work provides an analysis of well-known works on the availability of information on asymmetric vibrations in the working bodies of vibrating screens, vibrating crushers, vibrating mixers and vibrating mills.

Key words: vibrating screens, vibrating crushers, vibrating mixers and vibrating mills, asymmetric vibrations.

В статье рассматриваются некоторые публикации, относящиеся к вопросам совершенствования с использованием асимметричных колебаний, с попытками использования аналитического проектирования [1] или создания идеального закона движения рабочего оборудования [2].

Вибрационные грохоты. В [3-52] разработан системный подход для моделирования процесса грохочения толстого слоя крупнокускового сыпучего материала, транспортируемого по просеивающей поверхности с постоянной в среднем скоростью. Получено наиболее общее дифференциальное соотношение, определяющее кинетику процесса грохочения:

$$\frac{d\varepsilon_D}{dy} = \frac{u\varphi}{v} \cdot \left(1 - \frac{D}{d_0}\right)^2 \cdot P_{D,y}(0) \cdot (1 - \varepsilon_D),$$

где $d\varepsilon_D$ - извлечение в подрешетный продукт узкого класса D , v - скорость движения слоя материала по ситам, u - скорость прохождения частиц через отверстия просеивающей поверхности, d_0 - диаметр отверстий сита, $P_{D,y}(0)$ - доля частиц диаметра D в области контакта.

Слой материала на просеивающей поверхности грохота в продольном сечении представлен в виде набора пространственных ячеек: верхняя ячейка в поверхностном слое, средняя ячейка из толщи материала и нижняя ячейка из области контакта материала и сита. В алгоритм модели сортировки введена идея, в рамках которой сегрегация представляется как часть процесса обмена материалом между вычислительными ячейками – мелкие классы просеиваются сквозь слой крупных, как сквозь сито. При данном моделировании сегрегации [3-52] нижняя граница каждой ячейки представляла собой условную просеивающую поверхность с диаметром отверстия, взятым как зазор между упакованными частицами среднего для этой ячейки радиуса. Мелкие классы получают дополнительное преимущество в доступе к просеивающей поверхности, что делает кривые извлечения более реалистичными. Приведенный метод, практически полностью носит вероятностный характер.

В работе [4] рассмотрена связь параметров процесса грохочения с углом наклона просеивающей поверхности.

В [5] приведена методика и численный пример её реализации по переводу грохота ГИСЛ-62 на работу с пониженной амплитудой колебаний короба (до 2 мм) и повышенной частотой вращения вала вибратора (до 1500 об/мин). Методика включает ряд ограничений, например, прохождение направленной вынуждающей силы через центр колеблющихся масс, рис. 1., настройка на резонансный режим, снижение амплитуды колебаний до 2 мм.

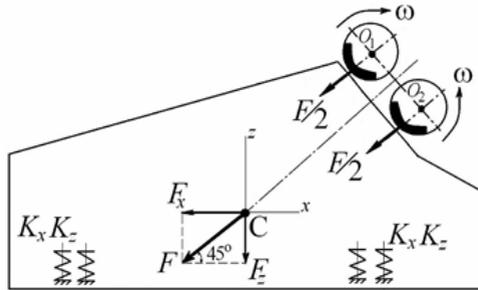


Рис. 1. Расчётная схема грохота [5]

В результате получено рациональное значение жёсткости виброизоляторов и выражение для амплитудного значения величины вынуждающей силы

$$P = mr\omega^2 \sqrt{\frac{4n^2\omega^2 + [\rho^2 - \omega^2(1-\rho)]^2}{4n^2\omega^2 + (\rho^2 - \omega^2)^2}} \quad (1)$$

где m – масса дебаланса, r – эксцентриситет дебаланса, ω – угловая скорость дебаланса, n – приведённый коэффициент сопротивлений упругой системы, ρ – отношение вынужденной частоты к собственной. В целом, работа [5] отражает этап методики аналитического проектирования [1].

Работа [6] посвящена построению математической модели динамики короба вибрационного грохота с линейным электромагнитным двигателем. В работе приведены уравнения, описывающие траекторию движения частицы относительно работающей просеивающей поверхности, что позволяет перейти к выбору механических и электрических характеристик и рациональных конструктивных параметров грохота. Обращение многих авторов публикаций к электромагнитным двигателям позволяет, очевидно, обеспечить наиболее выразительно элементы кинетики и идеального закона виброперемещения рабочего оборудования или материала по просеивающей поверхности.

Работа [7] рассматривает вопросы кинематики вибрационного грохота как с направленными, так и с круговыми колебаниями, в которой решается частная задача согласования методов определения оптимальной производительности по скорости транспортирования и углу наклона просеивающей плоскости.

В работе [8] рассматривается процесс линейных асимметричных колебаний рабочего органа вибротранспортной машины при нелинейном периодическом силовом воздействии на него. Приводятся экспериментально полученные тяговые характеристики линейных электромагнитных двигателей при различных рабочих зазорах. Период колебаний рабочего органа вибротранспортной машины разбивается на 4 этапа, для каждого из них. Таким образом имеются следующие характерные особенности организации вибрационного транспортирования: асимметричные колебания, электромагнитные приводы движения и элементы идеального закона движения рабочего органа, включающего четыре этапа в пределах одного цикла. Асимметрия обусловлена тем, что электромагнитный двигатель работает только в направлении «вперёд», чем и объясняется неравенство амплитуд хода «вперёд-назад». Первый этап – свободные колебания (движение РО от верхнего положения назад). На втором этапе – включении линейного двигателя при $0 \leq t_1 \leq t_{k1}$ движущее усилие изменяется по экспоненциальному закону. На третьем этапе движущее усилие описывается полиномом третьей степени. На четвертом этапе движения, когда РО движется к крайнему верхнему положению, двигатель отключен. Рабочий орган совершает свободные колебания, и его максимальная величина перемещения зависит от скоро-

сти рабочего органа в конце второго этапа $\dot{x}_2(t_b)$, t_b – время работы двигателя. Амплитуда колебаний рабочего органа зависит от параметров динамической системы (коэффициента жесткости опор и массы РО), параметров тяговой характеристики и времени включения двигателя. Экспериментальные исследования проведены на резонансной частоте $f=4$ Гц. Если принять, что амплитуда колебаний пропорциональна величине вынуждающей силы, то соотношение величины вынуждающей силы в направлении выполнения полезной работы и величины сопротивления со стороны выполнения холостого хода составляет, из анализа графиков [8], примерно 1,5.

Цель в работе [9] сформулирована, как «выявление перспективных направлений совершенствования вибрационных грохотов». Определено, что эффективность классификации зависит от следующих режимных и конструктивных параметров: амплитуды и частоты колебаний рабочего органа, угла вибрации, удельной нагрузки, длины, ширины и наклона просеивающей поверхности, а также размера ячейки. отметить, что показатели

Отмечено, что эффективность грохочения в зависимости от каждого из перечисленных параметров имеют экстремум или рациональную область, причем для разных по крупности, плотности и влажности материалов эта область изменяется. Отсюда следуют две задачи. Первая, выявление области рациональных параметров для конкретного сырья. Вторая, обеспечение оперативного управления параметрами. Для решения поставленных задач разработана математическая модель процесса грохочения, комплексно учитывающая сегрегацию, просеивание, вибротранспортирование, форму частиц, забивание и самоочистку просеивающей поверхности, гранулометрический состав сырья, а также изменение высоты слоя. Предложен критерий, позволяющий судить о рациональной организации процесса грохочения. Он основан на отношении потоков вероятностей, связанных с сегрегацией и просеиванием. Установлено, что по длине просеивающей поверхности следует изменять хотя бы один из параметров: амплитуду, частоту, угол вибрации или наклона. Гораздо эффективнее последовательно устанавливать несколько коротких грохотов с индивидуальными режимами [9].

Несмотря на то, что работа [9] носит обобщенный характер, она позволяет ощутить направление совершенствования грохотов, предлагаемое авторами. С одной стороны, сложные математические модели, содержащие массивы вероятностных неопределенностей, всецело зависят от качества формализации задач и от уровня профессионализма и компетентности проектировщиков, что как правило, приводит к развитию математических методов и к превосходящим затратам в сравнении

с предполагаемым положительным результатом. С другой стороны, авторы обоснованно рекомендуют использовать метод или возможность изменять по длине вибротранспортирования и сортировки хотя бы один из параметров, характеризующих процесс.

Вибрационные дробилки. Появление и развитие вибрационных дробилок, прежде всего связано с конусными дробилками мелкого, реже среднего, дробления и со щековыми дробилками. Автор [10] обращает внимание на то, что понятия производительность и пропускная способность щековой дробилки не равнозначны и не равны между собой, поэтому в расчёте её параметров вводятся дополнительные условия и величины.

Работа [11] представляет собой классический, коллективный труд учёных ведущего научно-исследовательского института ОАО НПК «Механобр-техника». Учитывая многолетний опыт исследования и разработки технологии и оборудования для вибрационных процессов, авторы [11] привели доступную и всеобъемлющую историческую информацию о научных школах, о этапах становления современной теории вибрационных процессов и исследований, о представителях и создателях вибрационной науки и вибротехники.

Показано, что в основе использования вибрационных дробилок заложены идеи метода прямого разделения движений, метода, который был сформулирован в работах И.И. Блехмана [12] и используется при решении технических задач сотрудниками «Механобр». Отмечено, что уже первые опытно-промышленные образцы вибрационных дробилок позволяют снизить удельные энергозатраты в 1,5 раза и повысить удельную поверхность продукта измельчения в 2 раза, в сравнении с машинами аналогичного типоразмера.

Существенная особенность, которую авторы [12] отмечают в работе, современных методов исследования процесса измельчения, состоит в том, что в прежние времена основным объектом исследований являлся измельчаемый материал со своими свойствами к процессу измельчения. В настоящее время основное внимание должно быть направлено на поиск путей упорядочивания самих процессов разрушения, происходящих в материале, подвергаемом дезинтеграции. Очевидно, такой подход потребует или приведёт к поиску существенно новых комбинаций силового или иного воздействия. В связи с этим, возможно принципиальное изменение философии организации измельчительного оборудования и его образов.

На примере конусных дробилок в [12] приводится ряд исследований и полученных результатов. Идея создания вибрационных дробилок

основана на использовании дополнительной вибрационной силы дебалансов к основной силе дробления. Встроенная система дебалансного вибровозбуждения позволяла получить дополнительную, вынуждающую, силу в пределах величины силы дробления. Показано, что увеличение центробежной силы дебаланса до 40-50% от силы дробления оказалось возможным только после существенного усовершенствования конструкции и повышения надёжности подшипника дебаланса.

Вибрационные смесители. В монографии [13] на основе анализа известных конструкций и результатов многолетних исследований предложены принципы проектирования вибрационных смесителей, обеспечивающих приготовление перспективных строительных материалов с необходимыми физико-механическими характеристиками

Вибрационные мельницы. Вибрационные мельницы являются одним из наиболее распространённых классов вибрационных машин и используются на протяжении многих десятилетий. В некотором роде, этот класс машин является достаточно устоявшимся, имеющий некоторый номенклатурный ряд по величине объёма рабочей камеры, чаще всего, барабана. Барабан, заполненный мелющими телами и измельчаемым материалом, совершает колебательные движения. Для конкретных конструкций вибромельниц и параметров колебаний устанавливаются соотношения объёма барабана V_b , объёма или веса мелющих тел $V_{MT}(G_{MT})$ и объёма или веса измельчаемого материала $V_M(G_M)$. Мелющие тела и измельчаемый материал образуют загрузку вибромельницы.

Кинетика процесса заключается в том, что при движении по некоторой траектории частиц загрузки и многократном воздействии мелющих тел на частицы материала при колебаниях барабана, происходит постепенное измельчение материала до требуемой тонкости помола или требуемого грансостава. В настоящее время делаются попытки расширения конструктивных возможностей вибромельниц как в направлении повышения качественных показателей процесса, так и в направлении улучшения удельных показателей работы, например, энергопотребление.

Примером такого направления может служить работа [14, 15, 16], в которых рассматривается параметрический резонансный вибропривод для вибрационной мельницы. Использование параметрического резонансного привода позволяет авторам разработки получать эффективные траектории центра масс системы маятников вибрационного устройства, например, рис. 2 [16].

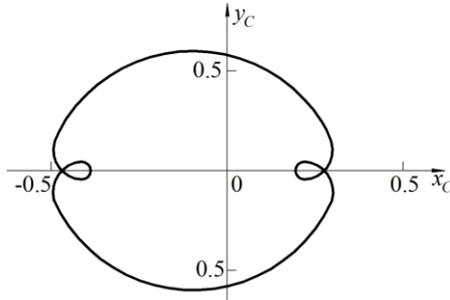


Рис. 2. Траектория движения центра масс системы маятников [16]

«В случае четырех осцилляторов траектория представляет собой замкнутую кривую» [16], изображенную на рис. 2. Центр масс движется в сторону вращения ротора инерционного элемента, но с частотой $0,75\omega$, то есть на 25% ниже частоты его вращения.

Принципиальные схемы разработанных мельниц представлены на рисунках

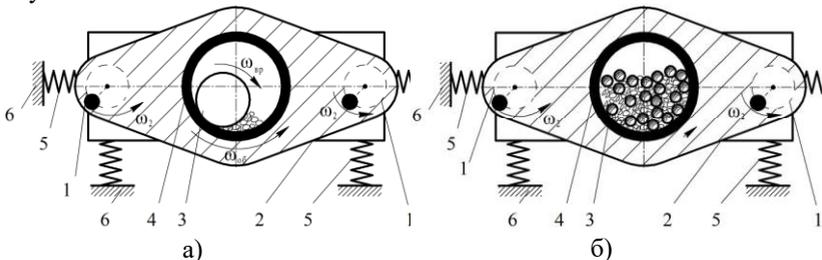


Рис. 3. Схема однокамерной роликовой вибрационной резонансной мельницы с катком (а) и шаровой загрузкой (б) [16]

1 – параметрический привод, 2 – корпус мельницы, 3 – размольные тела, ролики, шары, 4 – помольная камера, 5 – изотропная упругая система, 6 – неподвижное основание

Более подробное описание конструкции разработанных образцов мельниц можно найти во многих изданиях авторов [14,15,16]. Однако, на некоторые особенности данных конструкций хотелось бы обратить внимание. Полученные модели вибрационных мельниц находятся в зоне малых рабочих объёмов измельчения и производительности. Их перевод в некоторый номенклатурный ряд требует дополнительных исследований и оценки. Другая особенность, которая просматривается чисто априорно, является то, что идея, заложенная в принцип работы вибрационного устройства в какой-то степени, сродни идеи И.И. Блехмана и его коллег в части самосинхронизации неуравновешенных колебательных систем. Это не является недостатком или заимствованием, так

как конструктивные решения в [14...16] носят сугубо индивидуальный характер. Наоборот, при обнаружении некоторых общих черт в идее обоих направлений, может быть создан дополнительный импульс развития вибрационного устройства. В указанных работах не рассматриваются вопросы асимметрии каких-то параметров, однако, эти вопросы могут появиться при дальнейшей реализации направления исследований.

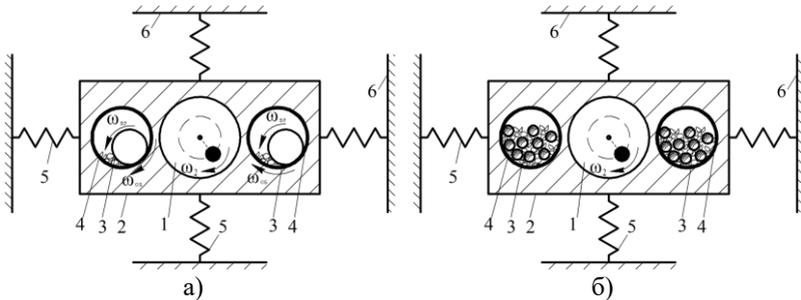


Рис. 4. Схема двухкамерной шаровой вибрационной резонансной мельницы с катками (а) и шаровой загрузкой (б) [16]

1 – параметрический привод, 2 – корпус мельницы, 3 – размольные тела, ролики, шары, 4 – помольная камера, 5 – изотропная упругая система, 6 – неподвижное основание

Очевидно, что в настоящее время, направления совершенствования рабочего оборудования вибрационных машин для вибросортировки, виброперемешивания, виброизмельчения формируются на базе направленных и резонансных колебаний. Однако, в некоторых публикациях уже декларируются формулирования задач с постановкой асимметрии отдельных параметров колебаний.

Финансирование. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-79-10022, <https://rscf.ru/project/23-79-10022/>.

Список литературы

- 1 Ашавский А.М. и др. Силовые импульсные системы. А.М. Ашавский, А.Я. Вольперт, В.С. Шейнбаум. – М.: «Машиностроение», 1978. – 200 с.
- 2 Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981 – Т.4 Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. 1981. 509 с.
- 3 Вайсберг Л.А., Акимова А.В., Иванов К.С. Новые методы моделирования и расчета вибрационных грохотов и грохотов-сепараторов. Новые методы моделирования и расчета вибрационных грохотов.
- 4 До Ныи И. Зависимость момента, производительности и эффективности вибрационного грохота от угла наклона. Машиностроение и машиноведение. Известия ТулГУ. Технические науки. 2013. Вып. 7. Ч. 2. С. 333-336.

- 5 Дьяконова В.Я., Калиновская Т.Г., Косолапова С.А., Дьяконов М.Н. Модернизация грохота с элементами динамического синтеза. // Успехи современного естествознания. – 2012. – № 9 – С. 88-91.
- 6 Ляпцев С. А., Глухих И. А. Анализ движения горных пород в вибрационных машинах. «Известия вузов. Горный журнал», № 2, 2015. С. 94-98.
- 7 Макаров М.А., Чеботарев Ю.И. Совершенствование технологического процесса сортировки нерудных материалов. Технические науки. Строительство. Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость № 2 (17) 2016. С. 153-160. DOI: 10.21285/2227-2917-2016-2-153-160
- 8 Суслов Д.Н. Аналитическая модель питателя-грохота с нелинейным силовым воздействием. Фундаментальные исследования №12, 2011. С. 777-781.
- 9 Надутый В.П., Лапшин Е.С. Перспективные направления совершенствования вибрационных грохотов. Обогащение полезных ископаемых. Подготовительные процессы обогащения. 2004. - Вып. 20(61). С. 37-41
- 10 Федоскина Е. В. Об оценке производительности вибрационной щековой дробилки. Обогащение полезных ископаемых. Подготовительные процессы обогащения. 2004. - Вып. 20(61). С. 32-37
- 11 Вайсберг Л. А., Зарогатский Л. П., Туркин В. Я. Вибрационные дробилки. Основы расчёта, проектирования и технологического применения / Ред. Л.А. Вайсберг СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ. 2004. 306 с.
- 12 Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. – СПб., Издательский дом «Руда и Металлы», 2013. – 640 с.
- 13 Серебренников, А. А. Основы конструирования и проектирования вибрационных смесителей / А. А. Серебренников, В. А. Кузьмичев; под ред. А. А. Серебренникова. - Тюмень: ТюмГНГУ, 2012. - 174 с.
- 14 Антипов В.И. Использование комбинационного параметрического резонанса для усовершенствования вибрационных машин // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 1998. – №4. – С.16-21.
- 15 Антипов В.И. Динамика вибрационных машин с параметрическим возбуждением [Текст]. Автореф. на соиск. уч. ст. докт. техн. наук. – Нижний Новгород. Изд-во НГТУ, 2001. – 38с.
- 16 Кошелев А. В. Исследование эффективности параметрического резонансного привода для совершенствования вибрационных мельниц. [Текст]. Дисс. канд. техн. наук. Спец.: 01.02.06. Нижний Новгород, 2014. С. 125.

УДК 62-82

АНАЛИЗ ПРИЧИН ОТКАЗОВ ГИДРОПРИВОДОВ

Гринчар Н.Г.¹, Попова Т.А.¹

1. ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», г. Москва

Рассматриваются основные факторы, оказывающие решающее влияние на надёжность гидропривода и его элементов.

Ими являются температурный режим, кавитация, вибровоздействия, загрязненность рабочей жидкости, пульсации давления. Все факторы

также могут быть разделены на объективные и субъективные. Последние могут быть полностью или частично устранены за счет изменений в конструкции и совершенствования процессов эксплуатации.

Ключевые слова: надежность, гидропривод, рабочая жидкость, температура, давление.

ANALYSIS OF THE CAUSES OF HYDRAULIC DRIVE FAILURES

Grinchar N.G.¹, Popova T.A.¹

1. Russian University of Transport, Moscow

The main factors that have a decisive influence on the reliability of the hydraulic drive and its elements are considered.

They are the temperature regime, vibration effects, contamination of the working fluid, pressure pulsations. All factors can also be divided into objective and subjective. The latter can be completely or partially eliminated due to changes in the design and improvement of operation processes.

Keywords: reliability, hydraulic drive, working fluid, temperature, pressure.

Основными факторами, влияющими на надежность как гидропривода в целом, так и отдельных гидромашин, гидрораспределителей, гидроцилиндров, клапанов и других гидроагрегатов, являются: продолжительность рабочего цикла; - объемный КПД (утечки рабочей жидкости); амплитуда пульсаций давления; параметры вибрации и шума; максимальное развиваемое давление; температура рабочей жидкости при работе в установившемся режиме; температура корпусных деталей; - интенсивность нагрева; эффективная (гидравлическая) мощность; концентрация продуктов износа и абразива в рабочей жидкости; интенсивность нарастания или снижения давления; степень разрежения во всасывающей гидролинии; частота вращения ротора; характер изменения частоты вращения ротора; усилие сопротивления перемещению исполнительного органа; перепад давления; время перемещения штока на задаваемую длину; усадка штока (для гидроцилиндров) за задаваемый интервал времени; давление срабатывания; тормозной путь исполнительного органа; степень засоренности фильтров; параметры состояния рабочей жидкости (вязкость, наличие воды, кислотное число и др.).

Причем многие из них являются производными (расчетными) от некоторого ряда поддающихся измерению параметров функционирования гидроприводов. К числу наиболее характерных из регистрируемых параметров работы гидропривода можно отнести:

давление рабочей жидкости; перепад (разность) давлений; разрежение;

пульсации давления; расход рабочей жидкости; уровень жидкости в баке; температура жидкости; температура корпусных деталей; время; перемещение линейное; перемещение угловое; положение подвижных элементов; частота вращения ротора; усилия на рабочих органах; крутящий момент; уровень шума; виброударные характеристики; параметры рабочей жидкости.

Все причины возникновения отказов гидроприводов можно разделить на 5 основных групп.

1. Отказы, являющиеся следствием грубых ошибок, связанных:
 - с нарушением норм проектирования;
 - с несоблюдением требований нормативно-технической документации на проектирование (ГОСТов, ОСТов, ТУ, ЕСКД);
 - с нарушением технологии производства и требований, установленных конструкторской и технологической документацией;
 - с нарушением правил и условий эксплуатации.
2. Отказы, вызванные скрытыми дефектами и повреждениями, выявление и предупреждение которых требует специальных исследований физико-химических процессов, протекающих в реальных условиях эксплуатации. Например, изменение характеристик сопрягаемых поверхностей в период работы привода в зависимости от нагрузок и температуры.
3. Отказы, вызываемые внешними воздействиями (динамическими нагрузками, температурой, вибрацией и пр.), значения которых превышают расчетные.
4. Отказы, вызванные естественным старением и износом материалов и
5. Отказы, вызванные изменением свойств рабочей жидкости в процессе эксплуатации.

Причины отказов гидроприводов также можно разделить на случайные и систематические.

Случайные причины – это непредусмотренные перегрузки, дефекты материала и погрешности изготовления, не обнаруженные контролем, ошибки обслуживающего персонала или сбой системы управления. Примеры: твердые включения в обрабатываемую среду, крупные неровности дороги, наезды на препятствия, недопустимые отклонения размеров заготовок или их неправильный зажим, раковины, закалочные трещины.

Систематические причины – это закономерные явления, вызывающие постепенное накопление повреждений: влияние среды, времени,

температуры, облучения - коррозия; старение, нагрузки и работа трения – усталость, ползучесть, износ; функциональные воздействия – засорения, залипания, утечки.

Надежность работы гидроагрегатов зависит также от многочисленных факторов, находящихся в сложной зависимости и зачастую носящих случайный стохастический характер. Все многообразие этих факторов, характеризующих реальные условия эксплуатации и оказывающих влияние на надежность, можно свести к двум группам – объективной и субъективной.

К объективным факторам относят воздействие окружающей среды, механические и другие внешние воздействия (старение, износ и др.).

К субъективным факторам относят такие, которые в той или иной мере зависят от деятельности человека (выбор схемы и конструктивного решения при проектировании, выбор элементов и их материалов, выбор режимов эксплуатации, организация технического обслуживания и др.) [1, 3].

Все основные процессы, воздействующие на работоспособность привода и определяющие его надежность, можно разделить на следующие три группы [2]:

1. Быстропротекающие процессы, характеризующиеся большими скоростями и периодичностью изменения параметров, определяемой секундами и долями секунды. К таким процессам относятся прежде всего вибрационные воздействия, вызываемые механическими колебаниями элементов конструкции и резонансными явлениями, пульсации давления рабочей жидкости и тому подобные факторы. Эти процессы влияют на взаимосвязь и взаиморасположение элементов и искажают рабочий цикл привода.

2. Процессы средней скорости, которые протекают за время непрерывного цикла работы машины; их длительность измеряется минутами и часами. К таким процессам относятся прежде изменения характера и величины нагрузок (передающихся от рабочих органов машин на гидропривод), температуры рабочей среды и рабочего тела, влажности. Процессы приводят к постепенному изменению характеристик привода.

3. Медленно протекающие процессы, которые действуют в течение всего периода эксплуатации. К ним относятся износ трущихся поверхностей, естественное старение и усталость материалов, изменение физических свойств рабочей жидкости, свойств уплотнений, сезонные изменения температуры, влажности и др.

Все вышеуказанные процессы и являются основными причинами эксплуатационных отказов.

Рассматривая причины отказов, необходимо иметь в виду, что гидроприводы строительных, путевых, грузоподъемных машин работают в тяжелых и средних режимах [1].

Кроме того, условия эксплуатации в большинстве регионов Российской Федерации могут быть охарактеризованы как неблагоприятные, особенно по климатическим показателям и запыленности.

Время наработки гидроэлементов, характеризуется значительным разбросом [1], и, следовательно, существуют большие резервы по повышению наработки на отказ.

Из практики эксплуатации мобильных машин на железнодорожном транспорте известно, что отказы, связанные с падением объемного к.п.д. и неправильной регулировкой составляют 50 – 60 % от общего количества. Остальное приходится на долю внезапных отказов, в том числе и таких, как например резкое падение производительности насоса вследствие кавитации и пр.

Рассмотрим кратко характер основных воздействий на гидропривод.

Гидравлические воздействия на систему. Носителем энергии в приводе является жидкость или газ, поэтому всякие воздействия, приводящие к изменению характеристик рабочего тела, могут явиться источником отказов.

К гидравлическим воздействиям относятся чистота, степень газонасыщенности и температурные изменения характеристик рабочей жидкости.

Анализ отказов гидроприводов строительных, путевых и грузоподъемных машин, показывает, что значительная их доля объясняется загрязненностью рабочей жидкости. Для защиты систем от загрязнения жидкость перед заправкой в систему и в самой системе подвергается очистке. Однако отметим, что существующие методы очистки не могут полностью решить эту задачу.

Современные гидрофицированные машины работают в условиях жесткого климатического воздействия. Рабочая жидкость, применяемая в объемной (гидростатической) передаче для привода ходовой части и рабочих органов машины, под воздействием окружающего воздуха изменяет вязкостно-температурные свойства.

Изменение вязкости рабочей жидкости существенно влияет на функциональные свойства и надежность строительных машин. При повышении вязкости давление в системе гидропривода повышается и движение жидкости в напорных каналах элементов становится нестационарным. Это приводит к поломкам, разрывам трубопроводов и шлангов высокого давления.

Жидкости, применяемые в гидросистемах современных мобильных машин, разделяются на минеральные (нефтяные), синтетические и смесевые.

Под минеральными понимают жидкости, основа которых получена из нефти обычными методами.

К синтетическим жидкостям относят такие, основу которых составляют продукты, выделенные при химических реакциях, в том числе при получении которых в качестве исходных берутся продукты нефтяного происхождения.

Смесевыми жидкостями называют такие, основа которых изготавливается из нескольких различных веществ путем смешивания или растворения одного в другом. При этом эти вещества могут быть как минерального, так и синтетического происхождения.

В настоящее время наибольшее распространение в авиации нашли минеральные жидкости. Составными частями этих жидкостей обычно является минеральная основа, полимерные загустители, антиокислительная, антикоррозионная и противозносная присадки, красители.

Минеральная основа представляет собой тщательно очищенную и специальным образом обработанную фракцию, выделенную из нефти при температуре 200-300^о. Для улучшения свойств основы в нее вводят присадки. Также иногда по требованиям экологов применяются рабочие жидкости на основе растительных масел, например рапсового масла.

Влияние температуры. Существенно на работу привода воздействует изменение температуры рабочей жидкости, которая в зависимости от назначения и условий эксплуатации может изменяться в пределах от 10^оС до 80^оС. Практически все физические параметры рабочей жидкости, определяющие ее характеристики, зависят от температуры.

Влияние температуры на характеристики привода сказывается в основном через изменение вязкости и плотности рабочей жидкости, изменение которых влияет на сопротивление внутренних каналов, и может приводить к изменению скорости выходного звена. При низких температурах рабочей жидкости заметно увеличивается влияние вязкости на скорость выходного звена и потери давления по длине трубопровода.

При оценке влияния температуры следует учитывать, что повышение вязкости до известных пределов сказывается, благодаря уменьшению утечек, на объемном КПД положительно. Однако наряду с этим повышение трения отрицательно сказывается на механическом КПД. Поэтому для обеспечения высокого значения общего КПД вязкость жидкости, а, следовательно, и температура, должны быть такими, чтобы суммарные потери были минимальными [4].

Влияние кавитации. Крайне неблагоприятное воздействие на привод оказывает кавитация. Гидродинамическая кавитация возникает при местном уменьшении давления ниже критического значения вследствие больших местных скоростей в потоке жидкости и заключается в нарушении сплошности потока, образовании кавитационных пузырьков. При движении в переменном поле давления пузырьки лопаются и вызывают высокочастотные удары частиц жидкости на поверхности металла, которые вызывают разупрочнение, сопровождающееся возникновением очагов разрушения в виде каверн, трещин и выкрашивания [23].

Влияние вибраций. Одним из основных факторов, влияющих на надёжность, являются вибрации. Это обусловлено тем, что именно этот фактор из всех видов нагрузка чаще всего встречается в реальных условиях эксплуатации, а уровень его достаточно велик и весьма значительно отражается на надёжности элементов и приборов. Таким образом, ближайшая цель заключается в нахождении основных путей и методов исследования влияния характера и интенсивности внешнего воздействия на надёжность.

Конечно, характер и интенсивность внешнего воздействия существенно влияют на законы распределения времени безотказной работы как отдельных элементов, так и всей гидроаппаратуры в целом.

Тем не менее, если внешнее воздействие находится в определенном динамическом диапазоне, можно (в силу определенной непрерывности всех физических процессов) говорить о том, что основные вероятностные характеристики остаются неизменными качественно, а меняются лишь количественные значения параметров (например, средний период до наступления отказа). Другими словами, пока физика процессов, приводящих к отказам, остается неизменной, основные вероятностные характеристики элементов и аппаратуры качественно не меняются.

Список литературы

1. Гринчар Н.Г. Надёжность гидроприводов строительных, путевых и подъемно-транспортных машин. М.: ООО «Издательский дом «Автограф», 2016. - 368 с.
2. Сырицын, Т. А. Надёжность гидро- и пневмопривода/Т.А. Сырицын. – М: Машиностроение, 1981. – 216с.
3. Комаров, А. А. Надёжность гидравлических систем/ А.А. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 236 с.
4. Оленев, И.Б. Совершенствование процесса стабилизации температурного режима гидропривода строительных машин: дис. ... канд. тех. наук: 05.02.02. / Оленев Игорь Борисович. – Красноярск, 2006. – 141 с.
5. Козьяков, А.Ф. Техника безопасности в машиностроении / А.Ф Козьяков, В.П. Сивков– М.: Машиностроение, 1989. 35 с.

УДК 62-82

О НАДЕЖНОСТИ ГИДРОАГРЕГАТОВ МОБИЛЬНЫХ ПУТЕВЫХ,
СТРОИТЕЛЬНЫХ, И ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Гринчар Н.Г.¹, Попова Т.А.¹

1. ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», г. Москва

На сегодняшний день большую часть парка отечественных мобильных путевых, строительных, и грузоподъемных машин составляют машины с гидравлическим приводом рабочих органов. Гидропривод можно рассматривать как сложную иерархическую структуру, состоящую из элементов различной сложности. Одной из основных задач в области эксплуатации гидроприводов является поддержание необходимого уровня надежности.

Ключевые слова: строительные машины, гидропривод, надежность, гидроаппараты.

RELIABILITY OF HYDRAULIC UNITS OF MOBILE TRACK, CONSTRUCTION, AND LIFTING MACHINES

Grinchar N.G.¹, Popova T.A.¹

1. Russian University of Transport, Moscow

To date, most of the fleet of domestic mobile track, construction, and lifting machines are machines with hydraulic drive of working bodies. Hydraulic drive can be considered as a complex hierarchical structure consisting of elements of varying complexity. One of the main tasks in the field of operation of hydraulic drives is to maintain the necessary level of reliability.

Keywords: construction machines, hydraulic drive, reliability, hydraulic devices.

Анализ развития современных отечественных зарубежных мобильных машин, включая землеройно-планировочные, подъемно-транспортные, для производства бетонных работ и уплотнения грунтов, дорожных оснований и покрытий, базовых колесных тягачей и др., показывает тенденцию все более широкого распространения объемного гидропривода рабочих органов и исполнительных механизмов, выполняющих возвратно-поступательное и вращательное движение.

Под понятием «гидропривод» в машиностроении обычно понимается совокупность устройств, предназначенных для приведения в действие рабочих органов и других механизмов машин посредством реализации энергии рабочей жидкости (обычно это минеральные масла, но

могут быть и жидкости на основе водных эмульсий растительных масел и т.д.), находящейся под давлением, с одновременным выполнением функций регулирования и реверсирования скорости движения выходного звена гидродвигателя.

Главным преимуществом гидравлического привода можно назвать его высокое быстродействие, а также возможность бесступенчатого регулирования выходной скорости и осуществления высокой степени ее редукции, а также плавность, равномерность и устойчивость движения, хорошую способность воспринимать колебания нагрузки.

Гидропривод является сложной технической системой и имеет иерархическую структуру. Составляющие гидроэлементы привода можно разделить по уровням сложности.

1. Уровень.

К нему можно отнести агрегаты, преобразующие энергию первичного двигателя (дизеля, электродвигателя и т.д) в энергию потока рабочей жидкости и наоборот. Такими агрегатами являются насосы и гидродвигатели (гидромоторы и гидроцилиндры).

Также к первому уровню, исходя из принципа разделения по сложности конструкции можно отнести контрольно- распределительные агрегаты с пропорциональным управлением (сервоуправлением).

2. Уровень.

К нему следует отнести контрольно-распределительную аппаратуру с реелейным принципом срабатывания- предохранительно-переливные клапана всех типов, дроссели и регуляторы потока, редукционные клапана, распределители релейного типа, гидрозамки, фильтры, маслоохладители,

3. Уровень.

Гидравлические баки и резервуары.

4. Уровень.

Монтажные элементы – тройники, угольники, штуцера, рукава высокого давления.

Структура гидропривода конкретно машины формируется конструктором с использованием библиотек аналогов и типовых структур, с учетом требований технического задания на проектирование. Исходными данными являются схема размещения и циклограмма работы исполнительных органов гидропривода. В результате определяется состав гидропривода в целом, входные и выходные параметры элементов, характеристики системы регулирования, структура и параметры источника питания. Это позволяет перейти к разработке принципиальной гидравлической схемы гидропривода и выбору или проектированию его элементов.

В соответствии с ГОСТ надежность гидропривода есть свойство выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования [1].

В разработках по обеспечению надежности гидроприводов дорожных, строительных, подъемно-транспортных машин в настоящее время можно выделить два основных направления:

1) повышение надежности за счет внесения изменений в конструкторскую документацию (главным образом за счет повышения запасов прочности и запаса по давлению);

2) повышение надежности за счет внедрения в эксплуатацию методов контроля и расчета показателей надежности (главным образом за счет внедрения методов и средств диагностики, прогнозирования ресурса и поиска отказов).

Как известно, для гидроприводов мобильных машин, являющихся изделиями ремонтируемыми, эксплуатируемыми до предельного состояния в циклическом режиме, с доминирующим фактором в качестве последствия отказа - простоем, основными показателями надежности являются гамма-процентный ресурс γ и коэффициент готовности K_2 [2, 3, 4].

Основными с точки зрения показателей надежности гидроприводов являются безотказность и долговечность. Свойство безотказности обычно относят к определенной наработке — например, к одному рабочему циклу, к периоду между проверками и т.д.

Практический опыт организаций эксплуатирующих гидрофицированных машин показывает, что они практически не могут влиять на такие факторы, как резервирование, выбор элементов с повышенной надежностью, оптимизация схем и конструкций, стандартизация, облегчение режимов, климатические условия, недостатки конструкции.

Эффективность эксплуатации мобильных машин, определяемая получаемой прибылью, в значительной мере зависит от надёжной работы их гидропривода. Применение качественной диагностики при эксплуатации гидропривода позволяет обеспечить его надёжность и организовать эффективную систему эксплуатации и ремонта. По этой системе основной и дорогостоящий ремонт или замена делается по фактическому состоянию гидроагрегата, а необходимость и прогнозирование такого ремонта устанавливается бортовой системой диагностирования или в процессе периодического технического обслуживания, сочетаемого с диагностированием [2, 4, 5].

Привод является составной частью машины или технологического оборудования, поэтому от его надежности зависит эффективность работы машин, своевременное выполнение заданного объема работы и затраты из-за простоя и ремонтов.

Обеспечение надежности является комплексной проблемой и связано со всеми этапами проектирования, изготовления и эксплуатации привода, начиная с момента формирования и обоснования идеи создания нового образца и кончая принятием решения о его списании.

Основные технические решения по надежности, принятые на стадии проектирования, непосредственно влияют на эксплуатационные и экономические показатели привода, которые, как правило, противостоят друг другу. Поэтому необходимо выявлять связи между показателями надежности и возможностями их реализации на каждом этапе создания и эксплуатации приводов.

Комплекс мероприятий по обеспечению надежности можно представить как сложную иерархическую систему, которая тесно взаимодействует с окружающей средой. Основная идея заключается в признании важной роли взаимосвязей и взаимозависимостей элементов, подсистем и системы в целом с внешней средой. Ключевые факторы успеха находятся в двух основных сферах:

Внутренняя сфера – к ней относятся факторы, зависящие от самого предприятия (где происходит преобразование ресурсов в продукты и услуги)



Рис. 1. Факторы внешней и внутренней среды

Внешняя сфера - откуда поступают все виды ресурсов и где реализуется продукт.

Кроме того, существует набор факторов окружающей среды, которые, не оказывая прямого влияния на оперативную деятельность предприятия, определяют стратегические решения.

Факторы внешней и внутренней среды показаны на рис. 1.

Номенклатура гидроаппаратов позиционируется как часть ресурсов. Под структурой предприятия понимаются состав и соотношение входящих в него подсистем.

Очевидно, что с точки зрения поддержания надежности гидропривода в эксплуатационных условиях первостепенное значение имеют внутренние факторы. За ними следуют внешние факторы прямого действия и только потом – внешние факторы непрямого действия.

Также большое значение имеют «горизонтальные» взаимосвязи между ними.

Рассматривая внутренние факторы, отметим, что первостепенное значение имеют отношения между производственными ресурсами, организационной структурой и культурой производства, к которой, в первую очередь, относятся организация работы, а также предпочтения в выборе технологических схем.

Список литературы

1. Брауде В.И., Семенов Л.Н. Надежность подъемно-транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1986.- 184 с.
2. Волков Д.П., Николаев С.Н. Надежность строительных машин и оборудования. М.: Высшая школа, 1979. - 400 с.
3. ГОСТ 27.002-89 НАДЕЖНОСТЬ В ТЕХНИКЕ. Основные понятия. Термины и определения, - М.: Изд-во стандартов, 1990. –37 с.
4. Александровская, Л. Н. Современные методы обеспечения безотказности сложных технических систем /Л.Н. Александровская, А.П. Афанасьев, А.А. Лисов. – М.: Логос, 2001. –206 с.
5. Гринчар Н.Г. Надежность гидроприводов строительных, путевых и подъемно-транспортных машин. М.: ООО «Издательский дом «Автограф», 2016. - 368 с.
6. Гринчар Н.Г., Гринчар Н.Н. Основы надежности машин. М.: ФГБОУ УМЦ по образованию на ж.д. т., 2021 г.- 503 с.4.
7. Сырицын, Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода/Т.А. Сырицын. – Москва: Машиностроение, 1981. – 216с.

УДК 625.144

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРИВОДА ВРАЩЕНИЯ БУРОВОГО СТАВА
БУРОВЫХ ТРАКТОРНЫХ СТАНКОВ ТИПА БТС-150

Гринчар Н.Г.¹, Шошин А.С.¹

1. ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», г. Москва

На сегодняшний день большую часть парка отечественных мобильных буровых станков в транспортном строительстве составляют машины типа БТС-150 различных модификаций и лет выпуска.

Тазовой машиной является промышленный трактор Т10 и его модификации. Привод бурового става машин последних лет выпуска – гидромеханический (гидромотор и редуктор). Замена низкомоментного гидромотора на высокомоментный и отказ от редуктора позволяют упростить конструкцию привода вращения и повысить надежность.

Ключевые слова: транспортное строительство, буровой тракторный станок, гидропривод, гидромотор

MODERNIZATION OF THE ROTATION DRIVE OF THE DRILLING RIG OF DRILLING TRACTOR MACHINES OF THE BTS-150 TYPE

Grinchar N.G.¹, Shoshin A.S.¹

1. Russian University of Transport, Moscow

To date, most of the fleet of domestic mobile drilling rigs in transport construction consists of machines of the BTS-150 type of various modifications and years of production.

The pelvic machine is the T10 industrial tractor and its modifications. The drive of the drilling rig of the machines of the last years of production is hydromechanical (hydraulic motor and gearbox). Replacing a low-torque hydraulic motor with a high-torque one and abandoning the gearbox make it possible to simplify the design of the rotation drive and increase reliability.

Keywords: transport construction, tractor drilling machine, hydraulic drive, hydraulic motor

Основу машинного парка, обеспечивающего разработку взрывных скважин при строительстве дорог, а также скважин под свайные фундаменты промышленных и гражданских зданий, составляют строительные буровые машины [1]. Буровые тракторные станки типа БТС-150 (рис. а, б) получили широкое распространение в транспортном строительстве благодаря мобильности, автономности и сравнительно высокой производительности.



а) б)
Рис. 1. Буровой тракторный станок BTC-150 Г

Основными механизмами машины являются привод вращения бурового става и привод подачи бурового става. Эволюция систем приводов BTC-150 рассмотрена в работе [2].

В приводах вращения бурового става машин типа BTC, чаще всего применяются цилиндрические редукторы, имеющие высокие нагрузочную способность и КПД: одноступенчатые, двухступенчатые развернутой, раздвоенной и соосной схем.

В приводах с редуктором традиционно и чаще всего продолжают использоваться нерегулируемые аксиально-поршневые низкомоментные гидромоторы (для BTC-150 – гидромоторы серии 310), рассчитанные на работу с постоянной скоростью вращения.

Заметим, что использование привода с редуктором несколько снижает общий КПД, что, в свою очередь, требует повышения установленной мощности на 15-20 % при работе в установившихся режимах и до 40-45 % при работе в динамических режимах. Из-за высших гармоник колебаний давления возрастают потери в двигателе [3].

Так как у машин типа BTC двигатель расположен по оси машины, то при таком расположении оптимальным является использование планетарных редукторов. Они позволяют реализовать большие передаточные отношения при относительно компактных размерах. К преимуществам относятся: пониженная шумность; компактность; малая нагрузка на опоры редуктора; меньшая нагрузка на зубья колес; повышенное передаточное отношение.

Однако, следует отметить, что инерционность планетарных редукторов выше, чем у цилиндрических, из-за большого момента инерции водила.

Кроме того, следует иметь в виду, что планетарные редукторы относительно дороги и сложны в изготовлении.

Незначительные отклонения в деталях или ошибки при монтаже могут привести к серьезным проблемам при эксплуатации вплоть до наступления отказа редуктора. Учитывая необходимость создания несущего корпуса, производство данного варианта привода будет ещё более затратным и сложным, в сравнении с серийно выпускаемым вариантом.

Редукторы, в которых использованы червячные передачи (червячные цилиндрические, глобоидные, спироидные, червячно-цилиндрические и цилиндро-червячные) могут обеспечить высокое передаточное отношение при низком уровне шума, но имеют низкие КПД и ресурс, вследствие чего применение этого типа редукторов в приводе вращения бурового става нецелесообразно.

Наиболее перспективным направлением модернизации привода вращения бурового става в настоящее время представляется отказ от редуктора при условии использования высокомоментных радиально-поршневых гидромоторов (например, типа МРФ) [4].

Так, например, гидромоторы МРФ-630/25М1-00 и МРФ-1000/25М1-00 способны обеспечить необходимый крутящий момент на буровом стае без дополнительных понижающих передач (без редуктора). Для модернизации привода БТС-150БГ более перспективным представляется гидромотор МРФ-1000/25М1-00 так как он обладает существенным запасом по крутящему моменту, что может оказаться полезным при дальнейших модернизациях привода вращения.

С другой стороны, этот гидромотор по своим габаритам конструктивно вписывается в пространство между стойками буровой рамы. Таким образом изменения в конструкции машины будут минимальны.

Расчеты показывают, что частота вращения бурового става при использовании гидромотора МРФ-1000/25М1-00 и штатного насоса 310.250.00.00 (250 см^3) будет 270 об/мин, при частоте вращения вала дизеля 1200 об/мин.

Таким образом, для новых, неизношенных гидроаппаратов (объемный КПД $\eta=0,95$) частота вращения бурового става перекрывает паспортное значение частоты вращения (240 об/мин), что создает хороший запас по долговечности привода.

Определим какой минимально объемный КПД допустим для насоса и гидромотора по мере его снижения в процессе эксплуатации.

Рассмотрим три возможных варианта:

1. Износ происходит равномерно, то есть $\eta_n = \eta_{зм}$;
2. Насос новый, гидромотор изношен $\eta_n = 0,95$ (согласно паспортным данным);
3. Гидромотор новый, насос изношен $\eta_{зм} = 0,95$ (согласно

паспортным данным).

Расчет показывает, что мы получим значения:

- для первого случая: $\eta_n = \eta_{зм} = 0,9$;
- для второго случая: $\eta_n = 0,95$; $\eta_{зм} = 0,85$;
- для третьего случая: $\eta_n = 0,85$; $\eta_{зм} = 0,95$.

Данное обстоятельство необходимо иметь в виду при организации эксплуатации машин. Отметим также, что вышеприведенные рассуждения справедливы и для случая с использованием редуктора. Для передачи крутящего момента от гидромотора к буровой штанге через втулку, а также сглаживания колебаний вращения при бурении, устанавливаем зубчатую муфту, которая, имея значительную массу, будет выполнять роль маховика.

Кинематическая схема привода вращения бурового става без редуктора с высокомоментным гидромотором типа МРФ представлена на рис. 2

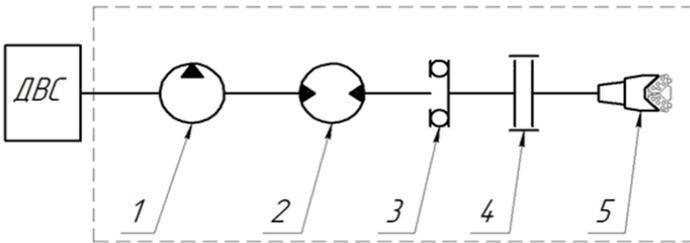


Рис. 2. Кинематическая схема привода вращения бурового става БТС-150БГ (вариант без редуктора с высокомоментным гидромотором).

1 – насос 310.2.250.00, 2 – гидромотор МРФ-1000, 3 – упорный подшипник, 4 – зубчатая муфта, 5 – шарошечное долото.

Двигатель вращает гидронасос 1, далее гидромотор 2 через зубчатую муфту 4 с упорным подшипником 3 передаёт вращение на трёхшарошечное долото 5. Как правило, используются долота диаметром 145-160 мм. Общий вид модернизированной конструкции основных приводов бурового станка БТС-150 представлен на рис. 3

Модернизированное оборудование представляет собой высокомоментный гидромотор 3, соединенный с зубчатой муфтой типа МЗП, одна из полумуфт 4 которой выполняет функцию маховика и обоймы для вкручивания буровых штанг. Усилие подачи создают гидроцилиндры 1.

Так как зубчатая муфта имеет довольно значительную массу, то она сможет выполнять роль маховика в соответствии с рекомендациями

работ [3] по совершенствованию привода вращения буровых тракторных станков типа БТС-150.

Предлагаемое конструктивное решение по модернизации конструкции привода вращения представлено на рис. 4.

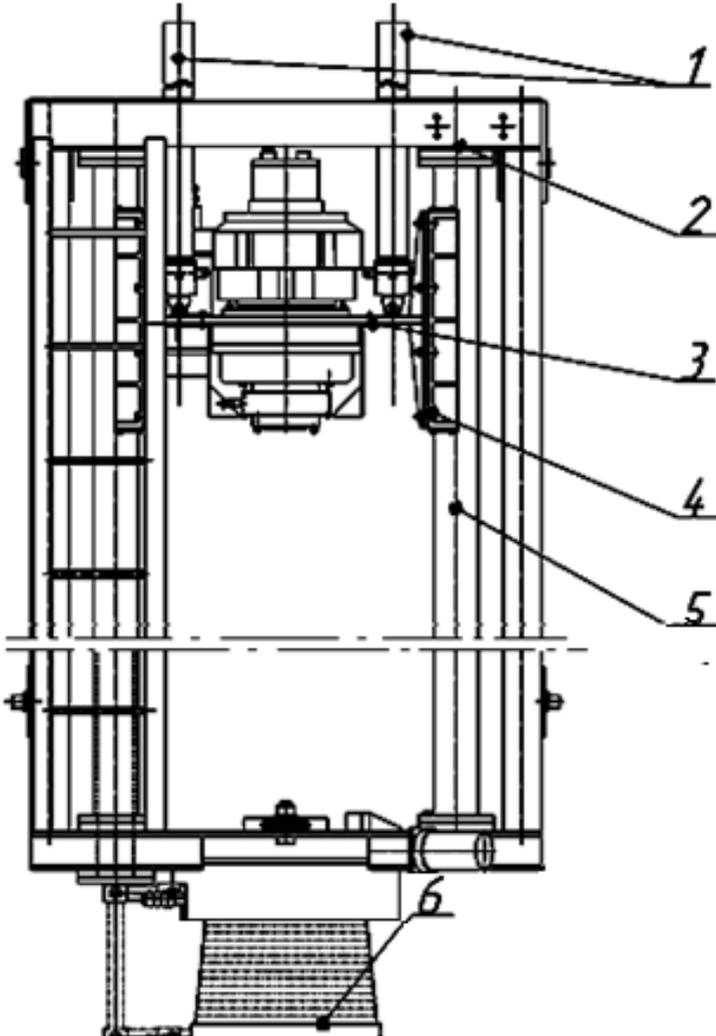


Рис. 3. Конструкция модернизированного привода БТС-150БГ (без редуктора с высокомоментным гидромотором).

1 – гидроцилиндры подачи, 2 – буровая рама, 3 – опорная плита, 4 – скользян,
5 – направляющая буровой рамы, 6 – пылеуловитель.

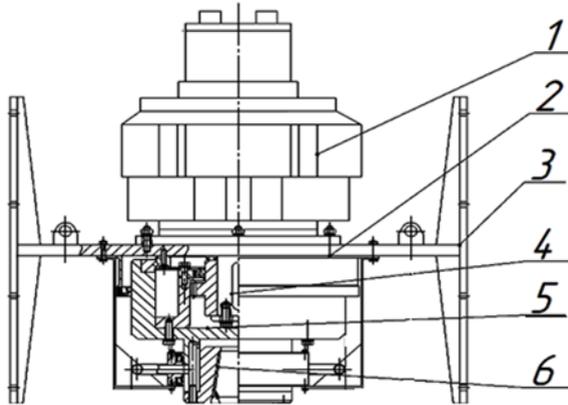


Рис. 4. Модернизированный привод вращения бурового става БТС-150БГ (без редуктора с высокомоментным гидромотором).

1 – высокомоментный гидромотор, 2 – опорная плита, 3 – скользящие,
4 – хвостовик вала гидромотора, 5 – зубчатая муфта, 6 – втулка с замковой резьбой.

Основные отличия разрабатываемой конструкции от серийно выпускаемой:

- исключаем вращатель и аксиально-поршневой гидромотор 310.2.250.00, заменяя их совокупность на высокомоментный радиально-поршневой гидромотор МРФ1000/25М1;
- для сглаживания колебаний вращения при бурении неоднородных пород, устанавливаем зубчатую муфту типа МЗП-4, которая, благодаря своей массе, будет выполнять роль маховика;
- для восприятия осевой нагрузки от цилиндров подачи, устанавливаем между опорной плитой и муфтой опорный перекрестный подшипник.

Основными преимуществами предлагаемой конструкции являются следующее:

1. Все элементы предлагаемой конструкции расположены вдоль оси симметрии машины, как гидромотор, так и гидроцилиндры оказывают уравновешенное давление на опорную плиту и направляющие, не создавая момента относительно последних.

2. Относительная простота конструкции, что удешевляет производство, повышает надежность (за счет уменьшения числа элементов конструкции)

3. Вследствие практически прямой кинематической связи без каких-либо дополнительных элементов, следует ожидать некоторого снижения вибрационных нагрузок как на отдельно взятый привод вращения, так и на всю машину в целом, что должно положительно сказаться на надежности и долговечности узлов и агрегатов.

4. Отсутствие редуктора облегчает и упрощает уход, обслуживание и снижает стоимость буровой машины.

5. Общий КПД привода без редуктора очевидно, несколько выше, что позволяет снизить энергоемкость процесса бурения.

6. Привод без редуктора позволяет улучшить компоновку трансмиссии.

7. Сокращается номенклатура и количество запасных частей, требующихся в эксплуатации.

Всё перечисленное положительно повлияет на уровень ремонтно-пригодности, надежности и долговечности.

Следует отметить, что предлагаемые изменения, очевидно, приведут к некоторым конструктивным изменениям и в механизме подачи.

Список литературы

1. Недорезов И.А. Машины и механизмы транспортного строительства / И.А. Недорезов, О.Н. Машкович, С.Г.—Москва: Транспорт 1989г.—360 с.
2. Гринчар Н.Г., Шошин А.С. Эволюция приводов става буровых станков транспортного строительства на базе промышленных тракторов. Гринчар Н.Г., Шошин А.С. Приводы и компоненты машин. 2020. № 1-2 (35). С. 10-13.
3. Ковальский В.Ф. Исследование нетрадиционных режимов строительных буровых машин с гидроприводом: Дис...канд. техн. наук: 05.05.04 Защищена 16.12.79: Утв. 26.03.80: К240690./ Ковальский В.Ф.- М., 1979.- 190 с.
4. Свешников В.К. Станочные гидроприводы. СПб.: Политехника, 2015 -627 с.

УДК 621.01

РАСЧЕТ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ КРЫШКИ КОРПУСА РОТОРНО-ВИХРЕВОЙ МЕЛЬНИЦЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ МОДУЛЯ «АРМ JOINT» ПРОГРАММНОГО ПРОДУКТА «АРМ WINMACHINE»

Духанин С.А.¹, Толкунов С.Н.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Современные технологические методы в проектировании различного оборудования являются важной составляющей в любом виде индустрии. Многие современные программные продукты имеют возможность для инженерного анализа. В машиностроительной

отрасли часто применяется специализированное программное обеспечение под названием «APM WinMachine». Программа «APM WinMachine» состоит из различных модулей для инженерных расчетов. Одним из таких является модуль для расчета и проектирования соединений «APM Joint».

Ключевые слова: программный продукт, нагрузки, касательные силы, предел текучести материала деталей крепления, количество поверхностей среза или трения, момент инерции стыка.

CALCULATION OF THE BOLT CONNECTION OF THE ROTARY-VORTEX MILL BODY COVER USING THE «APM JOINT» MODULE OF THE SOFTWARE PRODUCT «APM WINMACHINE»

Dukhanin S.A.¹, Tolkunov S.N.¹

1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov, Belgorod

Modern technological methods in the design of various equipment are an important component in any industry. Many modern software products have the capability for engineering analysis. In the mechanical engineering industry, a specialized software called «APM WinMachine» is often used. The «APM WinMachine» program consists of various modules for engineering calculations. One such module is the «APM Joint» module for calculating and designing connections.

Keywords: software product, loads, tangential forces, yield strength of fastener materials, number of shearing or friction surfaces, moment of inertia at the joint.

Расчет различного типа соединений, это сложный и трудоемкий процесс, требующий больших затрат времени и ресурсов [1].

В современном машиностроении присутствует большое количество конструктивных элементов, что заставляет производителей искать способы снизить свои трудозатраты. Для этого они все чаще прибегают к использованию программных продуктов, работающих на современных компьютерах.

В машиностроительной отрасли часто применяется специализированное программное обеспечение под названием «APM WinMachine», которое позволяет проводить проектировочные и проверочные расчеты различных узлов и элементов оборудования [2]. Программа «APM WinMachine» состоит из различных модулей для инженерных расчетов. Одним из таких является модуль для расчета и проектирования соединений «APM Joint» [3].

Эта система позволяет выполнять расчёты для следующих типов соединений: резьбовые соединения, выполненные с использованием болтов, винтов или шпилек, установленные в отверстие с зазором или без зазора и предназначенные для соединения произвольных поверхностей; сварные соединения (стыковые, тавровые, нахлесточные или точечные), работающие при произвольной внешней нагрузке и имеющие произвольное размещение сварных швов; заклепочные соединения с произвольным размещением и плоским нагружением, а также соединения деталей, которые вращаются.

Общий вид интерфейса модуля для расчета и проектирования соединений «APM Joint» представлен на рис. 1 далее.

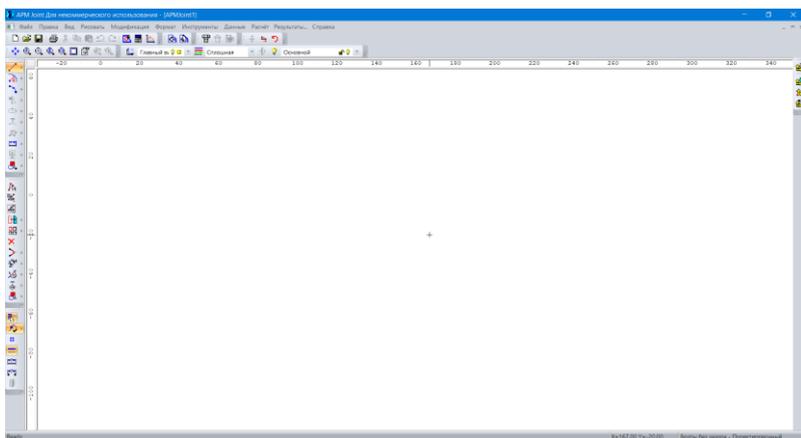


Рис. 1. Интерфейс модуля для расчета и проектирования соединений «APM Joint»

Рассмотрим резьбовые соединения. Метод расчета групповых резьбовых соединений зависит от способа установки винтов и характера внешней нагрузки, которая на них действует. В зависимости от этого можно проводить расчеты на нераскрытие стыка и несдвигаемость деталей в контакте.

При расчете параметров резьбовых соединений учитывается внешняя нагрузка, которая представляется в виде главного вектора и главного момента, приложенного к центру масс. Расчеты основаны на принципе суперпозиции.

Винты рассчитываются с учетом их статической и усталостной прочности при растяжении. Расчет усталостной прочности проводится только в случае переменной внешней нагрузки.

В качестве примера реального расчета выполним проектировочный расчет болтового соединения крышки корпуса роторно-вихревой мельницы [4].

Общий порядок проектирования и расчета в инженерном модуле «АРМ Joint» имеет следующую последовательность: определение геометрии соединения; расстановка нагрузок, которые воздействуют на соединение; ввод начальных данных, которые необходимы для проведения расчета; выполнение проектировочного расчета; выполнение контрольного расчета и анализ результатов расчетов.

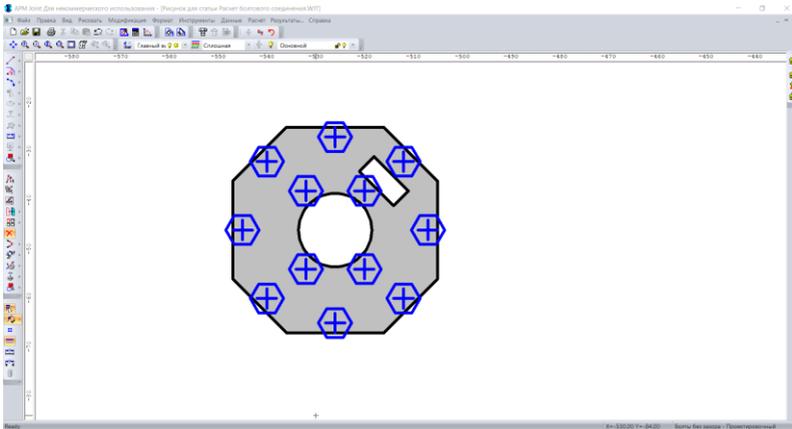


Рис. 2. Задание геометрии резьбового соединения

В соответствии с порядком работы в программе выполним построение геометрии соединения для крышки корпуса роторно-вихревой мельницы. Для того чтобы определить геометрию резьбового соединения нужно задать форму опорной поверхности и разместить на ней болты, как показано на рис. 2.

Болты располагаются на опорной поверхности после того, как определены ее внешние и внутренние границы. При этом допускается использование многосвязных поверхностей, состоящих из нескольких отдельных фрагментов. Границы поверхности формируются из контуров, которые могут быть простыми или составными. Простой контур образован одним графическим примитивом, таким как прямоугольник или окружность. Составной контур состоит из последовательности примитивов, таких как отрезки линий и дуги, а также фрагментов, отделенных от них другими примитивами. После определения опорной поверхности, следует выбрать место для размещения болтов на ней.

После прорисовки контура и расстановки болтов преступаем к вводу нагрузок, которые могут быть приложены в любой точке. Для болтов без зазора они могут быть только в плоскости стыка, с зазором, как в плоскости стыка, так и в перпендикулярной к ней. Нагрузки вводятся выбором пункта меню «Данные» в виде двух основных сил – «Нормальная сила» и «Касательная сила».

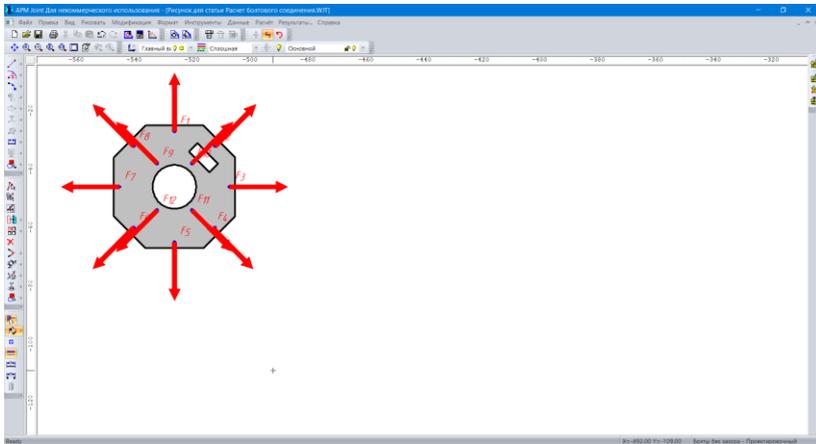


Рис. 3. Расстановка нагрузок, приложенных в соответствующих точках

В качестве примера на рис. 3 показана расстановка выше указанных сил для рассматриваемой крышки корпуса роторно-вихревой мельницы.

Далее выполняется ввод исходных данных. Для того чтобы выполнить расчет необходимо задать характеристики материалов, например такие как: предел прочности, предел текучести, коэффициент трения, а также значения коэффициентов запаса. Действующие на соединение силовые факторы изображены на рис.3. Болты изготовлены из стали 40 конструкционного проката в нормализованном состоянии. Коэффициент запаса по текучести деталей крепления (болтов) составляет 3. Соответствующие значения параметров материала для выбранного типа стали переписутся в поля ввода диалогового окна «Постоянные параметры».

Проектировочный расчет позволяет определить геометрию элементов соединения (диаметр болтов) по известным по условию параметрам, таким как количество и расположение болтов, свойства материала болтов, коэффициент запаса и величина внешней нагрузки. Расчет ведется при статическом характере нагружения.

После ввода всех данных можно преступать к запуску расчета, нужно нажать кнопку «Расчет» на панели инструментов «Главная» (меню Расчет/Расчет!).

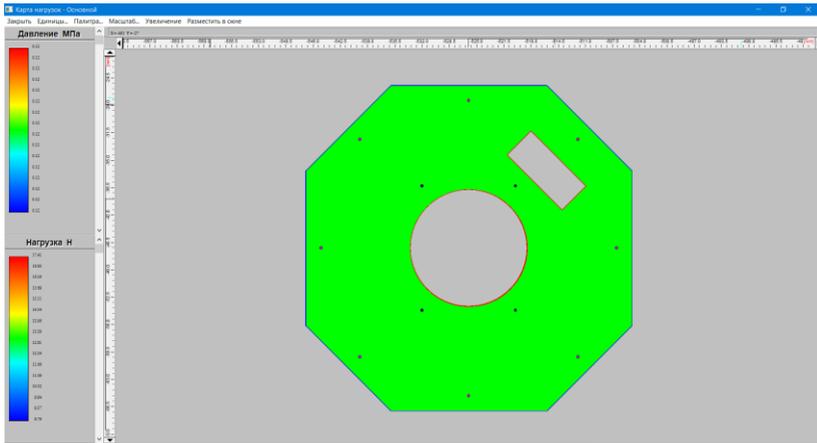


Рис. 4. Результаты расчета «Карта давлений»

После окончания расчета на экране монитора появляется окно, где отображается «Карта давлений» (рис. 4). На этой карте показывается контактная поверхность, которая окрашена в разные цвета. Цвета на поверхности соответствуют цветовой шкале «Давление» МПа, которая находится в верхнем левом углу окна.

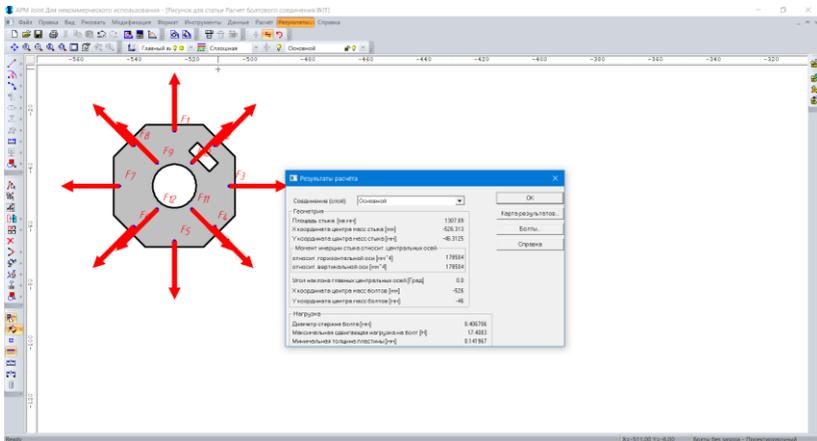


Рис. 5. Результаты расчета

На «Карте давлений» круги или точки обозначают места установки болтов. Диаметр каждого круга соответствует диаметру стержня болта, который был рассчитан. Цвета кругов указывают на величину нагрузки, действующей на болты.

Чтобы закрыть окно, выберите опцию "Закрыть" в меню. Чтобы перейти к просмотру числовых результатов расчета, нажмите кнопку "Результаты" в меню "Результаты...", как представлено на рис. 5.

Анализируя результаты расчетов, мы получаем основную информацию о нашем болтовом соединении. Так, например суммарные результаты расчета крышки корпуса роторно-вихревой мельницы представлены в табл. 1.

Таблица 1

Суммарные результаты расчета

| | | |
|--|------------|-----------------|
| Центр масс поверхности стыка, X | -526,313 | мм |
| Центр масс поверхности стыка, Y | -46,313 | мм |
| Площадь поверхности стыка | 1307,094 | мм ² |
| Момент инерции стыка относительно центральных осей | - | - |
| относительно горизонтальной оси | 178503,914 | мм ⁴ |
| относительно вертикальной оси | 178503,914 | мм ⁴ |
| Угол наклона главных центральных осей | 0,000 | град |
| Максимальная сдвигающая нагрузка на болт | 17,408 | Н |
| Диаметр стержня болта | 0,407 | мм |
| Минимальная толщина пластины | 0,142 | мм |

Учитывая вышеизложенные расчеты, можно говорить о том, что применение инженерного модуля «АРМ Joint» программного продукта «АРМ WinMachine» значительно упрощает расчет болтовых соединений, снижает трудозатраты, а также позволяет проверять и проектировать сварные соединения (стыковые, тавровые, нахлесточные или точечные), работающие при произвольной внешней нагрузке и имеющие произвольное размещение сварных швов; заклепочные соединения с произвольным размещением и плоским нагружением и соединения деталей вращения (шпоночные, штифтовые, клеммовые, шлицевые) [5].

Список литературы

1. Шелофаст, В.В. Основы Проектирования Машин [Текст] / В.В. Шелофаст – М. : Издательство АПИМ, 2005. – 472 с.
2. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020660057 Российская Федерация. АРМ WinMachine 18 Прочностной расчет и проектирование конструкций, деталей машин и механизмов (АРМ WinMachine 18): № 2020618263 : заявл. 31.07.2020 : опубл. 26.08.2020; заявитель Общество с ограниченной ответственностью Научно-технический центр «АПИМ» (ООО НТЦ «АПИМ»). – EDN LNMТTV.

3. Модуль расчета и проектирования соединений элементов машин [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://apm.ru/apm> - joint. – (дата обращения: 01.09.2023).
4. Духанин, С. А. Технические параметры роторно-вихревых мельниц / С. А. Духанин // Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. В.Г. Шухова, посвященная 170-летию со дня рождения В.Г. Шухова : Сборник докладов, Белгород, 16–17 мая 2023 года. Том Часть 8. – Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2023. – С. 15-20. – EDN PVMOMM.
5. Духанин, С. А. Применение модуля АРМ Trans программного продукта «АРМ WinMachine» для расчета прямозубой передачи внешнего зацепления / С. А. Духанин, А. А. Романович // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях: Материалы международной научно-практической конференции, Белгород, 22–25 сентября 2022 года. – Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2022. – С. 50-56. – EDN VZDLAS.

УДК 621.879

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СКРЕПЕРОВ

Нилов В.А.¹, Жулай В.А.¹, Кожакин Е.В.¹, Невзоров В.Е.¹

1. Воронежский государственный технический университет,
2. Воронеж

Рассмотрены вопросы влияния дальности перемещения грунта на технико-экономические показатели работы скреперов. Предложены новые удельные технико-экономические показатели, позволяющие определить область рационального использования скреперов. Проведенные исследования показали, что в найденной области рационального использования для практического применения целесообразно применять, восходящую ветвь полученной зависимости.

Ключевые слова: скреперы, производительность, дальность перемещения, технико-экономические показатели.

DEFINITION OF THE AREA OF RATIONAL USE OF SCRAPERS

Nilov V.A.¹, Zhulai V.A.¹, Kozhakin E.V.¹

1. Voronezh State Technical University, Voronezh

The issues of the influence of the range of soil movement on the technical and economic performance of scrapers are considered. New specific technical and economic indicators are proposed to determine the area of rational use of scrapers. The conducted studies have shown that in the found

area of rational use for practical application, it is advisable to apply the ascending branch of the obtained dependence.

Key words: scrapers, productivity, range of movement, technical and economic indicators.

В настоящее время в условиях интенсификации выполнения земляных работ в дорожном, мелиоративном и путевом строительстве предъявляются повышенные требования к соблюдению сроков и темпов производства

Поэтому подрядчики заинтересованы в наиболее эффективном применении в данных условиях имеющихся у них машин. Сейчас для выбора и объективной оценки эффективности использования строительных и дорожных машин, служат критерии следующие критерии: стоимость единицы продукции или приведенные удельные затраты Z_y (руб./м³) и сменная производительность $P_{см}$ (м³/смену) получаемые аналитическим путем на основе выполненных технико-экономических расчетов. В этом направлении в настоящее время выполняется большой объем исследований [1, 2].

В работе [3] рассмотрен вопрос по обоснованию области рационального использования (ОРИ) бульдозера, где в качестве критерия предложено применять новый параметр «производительность по землеройно-транспортной работе» P_T^x с размерностью (м³/ч)м. Однако, для скреперных агрегатов (СА) такой критерий применить нельзя, поскольку функция $P_T^x = f(l)$ не имеет экстремума из-за отсутствия сколь-нибудь существенных потерь грунта из ковша скрепера при его транспортировании.

Поэтому для определения области рационального использования скреперов необходимо использовать экономико-математическое моделирование технологического процесса разработки грунта, которое позволяет определять рациональную вместимость ковша при различных дальностях транспортирования, опираясь как на чисто технические – производительность $P_{см}$, так и на технико-экономические показатели, такой как стоимость единицы продукции Z_y [4].

Для определения ОРИ скреперов была разработана программа для ЭВМ, обеспечивающая трехмерную визуализацию результатов расчета (рис. 1 и 2), а также оценку влияния на технико-экономические показатели таких параметров, как максимальная сила тяги T_{max} , догрузка тягача добавочным сцепным весом [5], дискретное уменьшение ширины резания при копании [6, 7], наличие или отсутствие трактора-тол-

кача и их комбинации. Программа позволяет исследовать текущие показатели СА при заданных значениях дальности транспортирования L и вместимости ковша q (рис. 3) и фиксировать их в текстовом файле.

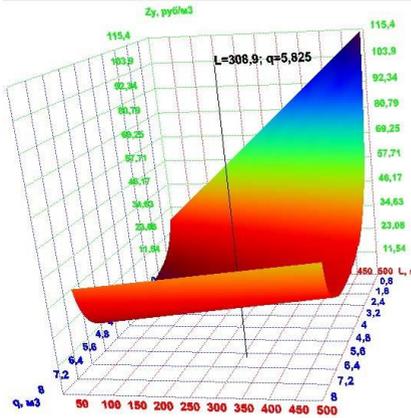


Рис. 1 Влияние вместимости ковша q и дальности транспортирования L на приведенные удельные затраты $Z_{y\partial}$

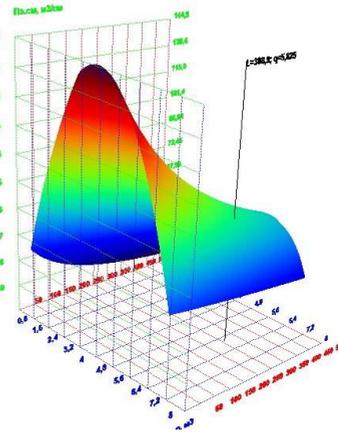


Рис. 2 Влияние вместимости ковша q и дальности транспортирования L на сменную производительность Π_{cm}

На рис. 1 показано влияние дальности транспортирования грунта L и вместимости ковша q на приведенные удельные затраты $Z_{y\partial}$. Дальность транспортирования грунта линейно влияет на приведенные удельные затраты, причем угол наклона прямой $Z_y = f(L)$ существенно уменьшается с увеличением вместимости ковша q . Зависимость $Z_y = f(q)$ на всех дальностях транспортирования имеет минимальные значения, которые проявляются тем четче, чем больше дальность транспортирования грунта. Кроме того отмечено, что минимальные значения $Z_{y\partial}$ смещаются в сторону больших значений q при увеличении дальности транспортирования.

Сменная производительность СА (рис. 2) с увеличением дальности транспортирования грунта существенно снижается и имеет максимальную величину для определенной вместимости ковша q при каждой дальности перемещения грунта L . Величина этой максимальной производительности при увеличении дальности транспортирования грунта смещается в направлении больших величин q .

Как было отмечено выше, характер изменения сменной производительности и приведенных удельных затрат (основные технико-экономические показатели) в зависимости от дальности транспортирования не позволяет применить их для очерчивания ОРИ скреперов.

Поскольку для скреперов функция $\Pi_T^Z = \Pi_{cm} \cdot L$ не имеет экстремального значения (её первая производная всегда положительна), то для определения ОРП СА следует использовать удельный экономический показатель:

$$Z_{LY} = \frac{Z_y}{\Pi_{cm} \cdot L}, \text{ (руб. на м}^3\text{)/ЗТ работу.}$$

На рис. 3 приведено изменение этого показателя. Он имеет минимальные значения при изменении как дальности транспортирования L , так и вместимости ковша q .

Схожую зависимость можно получить, не привлекая экономических категорий, а оперируя только удельными техническими показателями (рис. 4). Оценивая затраты топлива за цикл и выполненную ЗТ работу можно записать:

$$\Pi_{cm_L_G} = \frac{\Pi_{cm} \cdot L}{N_{ch} \cdot q_{ch} (K_{ДВ} K_N K_{ДМ}) \cdot T_{ц}}, \quad \frac{\text{производительность по ЗТ работе кг топлива за цикл}}{60}$$

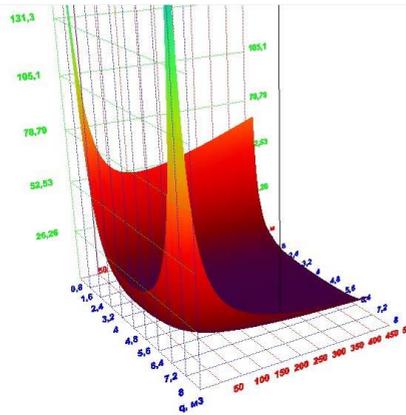


Рис. 3 Влияние приведенных удельных затрат, отнесенных к производительности по землеройно-транспортной работе

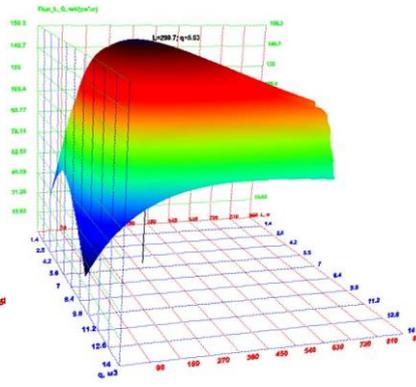


Рис. 4 Влияние производительности по землеройно-транспортной работе, отнесенной к расходу топлива за цикл

Выводы:

1. Область рационального использования скреперов при выполнении ими основных работ по разработке и перемещению грунта можно прогнозировать, используя аналитические модели.
2. Для определения ОРИ скреперов необходимо использовать удельные технические ($\Pi_T^{3T}/Gt_{\text{ц}}$) или технико-экономические ($Z_{\text{э}}/\Pi_T^{3T}$) показатели.
3. В найденной ОРИ скреперов наибольшее внимание следует уделять восходящей ветви кривой $A_{3T}/Gt_{\text{ц}}$, поскольку именно в этой области они имеют максимальную производительность по разработанному в плотном теле грунту.
4. Реализуемое на ЭВМ экономико-математическое моделирование показателей работы скреперов оказывает существенную помощь для определения их ОРИ.

Список литературы

1. Борисенков В.А. Оптимизация скреперных агрегатов / В.А. Борисенков. Воронеж: Изд-во ВГУ, 1990. 248 с.
2. Агапов А.Б. Оптимальное проектирование скреперных агрегатов: автореф. Дисс. канд. техн. наук / А.Б. Агапов. Москва, 2013. 20 с.
3. Жулай В.А. О производительности землеройно-транспортных машин / В.А. Жулай // Строительные и дорожные машины. 2013. № 3. С. 37-38.
4. Нилов В.А., Иванищев П.И. Рациональная вместимость ковша скреперного агрегата / В.А. Нилов, П.И. Иванищев // Строительные и дорожные машины. 2009. № 10. С. 7-8.
5. А.с. № 1239213 СССР, МКИ4 E02F 3/64. Прицепной скрепер с догружающим устройством / В.А. Нилов, А.В. Гаврилов, В.П. Меньшиков (СССР) № 3711704/29-03; заявл. 13.03.84; опубл. 23.06.86, Бюл. № 23. 3с.
6. Пат. 2215850 Российская Федерация, МПК7 E02F 3/64. Ножевая система скрепера / В.А. Нилов, А.В. Великанов, А.А. Косенко; заявитель и патентообладатель Воронежский государственный технический университет. № 2002107263; заявл. 21.10. 2002; опубл. 10. 11. 2003, Бюл. № 31. 5 с.
7. А.с. № 1301935 СССР, МКИ4 E02F 3/64. Ковш скрепера / В.А. Нилов, В.А. Борисенков, Н.Д. Высоцкий (СССР) № 3910037/29; заявл. 17.06.85; опубл. 07.04.87, Бюл. № 13. 5 с.

УДК 624.05

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗРУШАЮЩЕЙ НАГРУЗКИ ДЛЯ ОТЛАМЫВАНИЯ ФРАГМЕНТА БЕТОННОЙ ПЛИТЫ ЗАДАННЫХ РАЗМЕРОВ

Зеньков С.А.¹, Высоккий Е.С.¹, Медведев С.Н.¹, Ревин Д.В.¹

1. ФГБОУ ВО Братский государственный университет, г. Братск

В данной статье представлены результаты исследований по определению размеров отламываемых фрагментов изделий из бетона при изменении параметров подвергаемой разрушению конструкции в точках соприкосновения упора подвижной части бетонолома. Величина геометрического параметра "А" получено в результате численного анализа, методом прямой подстановки. Выведены значения, определяющие величину необходимого усилия для разрушения плиты определенных размеров.

Ключевые слова: симметричный бетонолом, геометрические параметры, разрушаемая конструкция.

DETERMINATION OF THE BREAKING LOAD FOR BREAKING OFF A FRAGMENT OF A CONCRETE PLATE OF A SPECIFIED SIZE

Zenkov S.A.¹, Vysotsky E.S.¹, Medvedev S.N.¹, Revind.V.¹

1. Bratsk State University, Bratsk

This article presents the results of studies to determine the size of broken fragments of concrete products when changing the parameters of the structure subject to destruction at the points of contact of the stop of the moving part of the concrete breaker. The value of the geometric parameter "A" was obtained as a result of numerical analysis using the method of direct substitution. Values have been derived that determine the amount of force required to destroy a slab of certain dimensions.

Key words: symmetrical concrete breaker, geometric parameters, destructible structure.

Известно, что для выполнения работ по разрушению как бетонных стен, так и сетчато-армированных металлическими стержнями бетонных плит толщиной до 400 мм, эффективно и производительно будет действовать симметричный бетонолом[1-5].

Работа бетонолома заключается в разламывании бетона наложением на последний изгибающего момента. В заранее определенном месте устраивают приямок или отступают от края плиты и начинают процесс разрушения бетона. Схема симметричного бетонолома позволяет изгибать разрушаемую конструкцию как от себя, так и на себя.

При работе симметричного бетонолома по данной схеме используется принцип захвата – к разрушаемой конструкции на некотором расстоянии, в точках касания рабочего оборудования, прикладываются две силы, действие которых направлено навстречу друг другу.

При работе рассматриваемого оборудования бетонолома по схеме – захват, когда к разрушаемой строительной конструкции силы приложены не в одном ее сечении, а в разных точках, известно, что максимальный изгибающий момент M_{\max} будет действовать в точке приложения силы, максимально удаленной от края строительной конструкции. Таким образом, бетонная плита должна отламываться в месте опирания на нее подвижной части захвата - упора бетонолома. В этом случае расстояние X численно должно быть равно параметру “ A ”; $X = A$ (рис. 1).

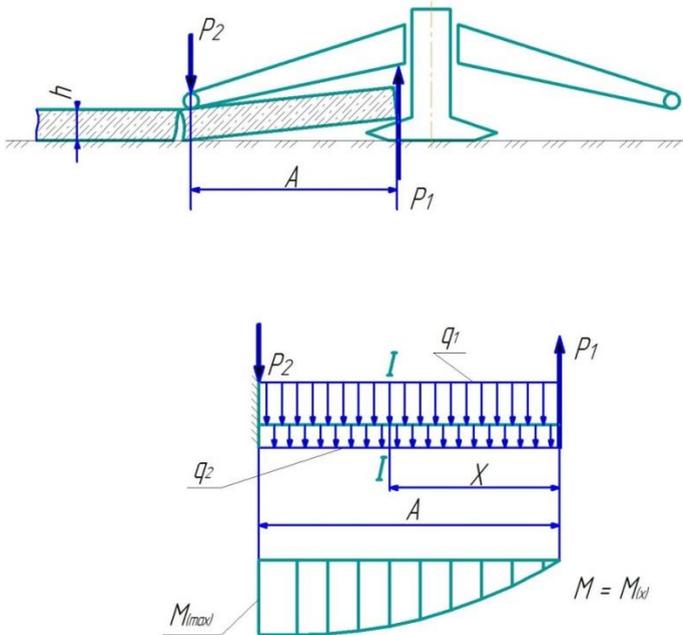


Рис.1. Расчетная схема симметричного бетонолома

Выразить величину “ A ” в зависимости от действующих на разрушаемую конструкцию сил и при заданных других характеристиках, можно воспользовавшись условием прочности бетонной плиты, которое в данном конкретном случае имеет вид уравнения:

$$\frac{M_{\max}}{W} - \sigma_p = 0, \quad (1)$$

где M_{\max} – максимальный изгибающий момент в бетонной плите.

Максимальный изгибающий момент в месте разрушения плиты будет равен действию сил относительно точки приложения силы P_2 , таким образом:

$$M_{\max} = P_1 \cdot A - \frac{q \cdot A^2}{2}, \quad (2)$$

тогда уравнение (1) примет вид:

$$\frac{P_1 \cdot A}{W} - \frac{q \cdot A^2}{2 \cdot W} - \sigma_p = 0, \quad (3)$$

умножив обе части уравнения (3) на дополнительный множитель $-\frac{2 \cdot W}{q}$, получим квадратное уравнение вида:

$$A^2 - \frac{2 \cdot P_1}{q} \cdot A + \frac{2 \cdot \sigma_p \cdot W}{q} = 0, \quad (4)$$

выполнив в данном уравнении замену параметров

$q = B \cdot (H \cdot Y + C_n)$ и $W = \frac{B \cdot H^2}{6}$, получим:

$$A^2 - \frac{2 \cdot P_1}{B \cdot (H \cdot Y + C_n)} \cdot A + \frac{2 \cdot \sigma_p \cdot H^2}{3 \cdot (H \cdot Y + C_n)} = 0. \quad (5)$$

Решением квадратного уравнения будет выражение вида:

$$A_{1,2} = \frac{P_1}{B \cdot (H \cdot Y + C_n)} \pm \sqrt{\left(\frac{P_1}{B \cdot (H \cdot Y + C_n)} \right)^2 - \frac{\sigma_p \cdot H^2}{3 \cdot (H \cdot Y + C_n)}}. \quad (6)$$

Очевидно, один из корней квадратного уравнения (5) будет мнимым.

Окончательно выражение для определения геометрического параметра “А” будет получено в результате численного анализа, методом прямой подстановки.

Величина P_1 в выражении (6) является разрушающей нагрузкой при отламывании фрагмента бетонной плиты длиной “А” шириной “В” и толщиной “Н”. Количественно сила P_1 будет представлять собой усилие, необходимое для разрушения плиты [2, 4].

Определим разрушающую нагрузку для отламывания фрагмента бетонной плиты длиной “А” шириной “В” и толщиной “Н”.

Для расчета разрушающей нагрузки необходимо, как и в предыдущем пункте, задаться начальным условием. Воспользуемся уравнением суммы моментов в качестве базисного. Для этого возьмем сумму моментов всех сил, действующих в системе, плита – бетонолом, на плиту в сечении I-I:

$$M = P_1 \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2}. \quad (7)$$

Для того, чтобы плита ломалась именно в точке приложения силы P_2 , при $x = A$, необходимо выполнение условия:

$$M = M_{\text{max}} = P_1 \cdot A - \frac{q \cdot A^2}{2}. \quad (8)$$

При соблюдении данного условия, выражение для вычисления разрушающей нагрузки P_1 , может быть получено из исходного уравнения (5), по сути являющимся условием прочности плиты на изгиб. Выполнив преобразования относительно параметра P_1 , получим:

$$P_1 = B \cdot \left(\frac{A \cdot (H \cdot Y + C_n)}{2} + \frac{\sigma_p \cdot H^2}{6 \cdot A} \right). \quad (9)$$

Выражение (9) показывает, какую силу P_1 необходимо приложить, чтобы произошла потеря структурной целостности разрушаемой конструкции на плече “А”.

Величину “А” можно определить исходя из выражения (7) - суммы моментов всех сил, на плиту в сечении I-I. Для дальнейшего расчета возьмем первую производную предложенной функции и приравняем ее к нулю:

$$\frac{dM}{dx} = P_1 - qx = 0. \quad (10)$$

Максимальный изгибающий момент в плите должен действовать при $x = A$. Остается в силе условие $\frac{dM}{dx} = 0$. Теперь можно, преобразовав выражение (10) относительно “х”, получить зависимость для нахождения параметра “А”:

$$A = \frac{P_1}{q}. \quad (11)$$

Подставив полученное выражение для “А” в зависимость (7) имеем:

$$M_{\text{max}} = P_1 \cdot \frac{P_1}{q} - \frac{q}{2} \cdot \frac{P_1^2}{q^2} = \frac{P_1^2}{q} - \frac{q \cdot P_1^2}{2 \cdot q^2} = \frac{P_1^2}{2 \cdot q}. \quad (12)$$

Заменяем параметр суммарной распределенной нагрузки “q” на зависимость

$$q = B \cdot H \cdot Y + C_n \cdot B = B \cdot (H \cdot Y + C_n), \text{ кг/м}$$

[2] получим окончательное выражение для нахождения максимального изгибающего момента при заданном параметре “А”:

$$M_{\text{max}} = \frac{P_1^2}{2 \cdot q} = \frac{P_1^2}{2 \cdot B \cdot (H \cdot Y + C_n)}. \quad (13)$$

Теперь выражение (13) можем подставить в зависимость (1), определяющую условие прочности плиты, т.е.: $\frac{M_{\text{max}}}{W} - \sigma_p = 0$, имеем:

$$\frac{P_1 \cdot b}{2 \cdot B \cdot (H \cdot Y + C_n) \cdot B \cdot H^2} - \sigma_p = 0, \quad (14)$$

откуда:

$$P_1 = \sqrt{\frac{\sigma_p \cdot B^2 \cdot H^2 \cdot (H \cdot Y + C_n)}{3}}. \quad (15)$$

Выражение (15) позволяет определить величину разрушающей нагрузки P_1 , действующей на плиту при известной величине “А”.

В дальнейшем, задавая параметр “А” можно получить зависимость $f(A) = P_1$, используя полученные значения, станет возможным определить оптимальные режимы работы оборудования бетонолома, а так же его геометрические параметры [1].

Список литературы

1. Камчатнов Л.П., Павлов В.В. Технология демонтажа наружных стеновых панелей. - Казань: Татарский ЦНТИ, 2000. -214 с.
2. Зайцев Ю.В. Моделирование деформаций и прочности бетона методами механики разрушения. - М.: Стройиздат, 1982. -196 с.
3. Зеньков С.А., Кобзов Д.Ю., Курмашев Е.В. Стенд сдвиговый // Патент на изобретение RU 2460989 С2, 10.09.2012. Заявка № 2010139838/28 от 28.09.2010.
4. Шарипов, Л. Ш. Конструкция хоихохану бетони (Железобетонные конструкции): Учебник в 3 кн. Кн. 1. / Л. Ш. Шарипов. - Душанбе: Адиб, 2012. – 420 с.
5. Баловнев В.И., Бакатин Ю.П., Зеньков С.А., Журавчук С.В. Сдвиговой стенд // Авторское свидетельство SU 1310696 А1, 15.05.1987. Заявка № 3992052 от 12.12.1985.

УДК 62-237

**ШАГАЮЩИЕ ХОДОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ: ПРИМЕНЕНИЕ И
ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ**

Калашикова Е.О.¹, Зуева Е.П.¹

*1. ФГБОУ ВО Брянский государственный технический
университет, г. Брянск*

Шагающие механизмы, способные имитировать движение ногами, представляют собой инновационные решения, которые могут значительно улучшить эффективность и маневренность крановых систем. В данной работе рассматриваются основные технические аспекты и принципы действия шагающих ходовых механизмов, а также их практические применения в краностроении. Исследование раскрывает потенциал этой технологии для оптимизации строительных процессов и повышения безопасности на стройплощадках.

Ключевые слова: шагающие ходовые механизмы, краностроение, мобильные краны, принцип действия, эффективность.

**WALKING LOCOMOTION MECHANISMS: APPLICATIONS
AND OPERATING PRINCIPLES**

Kalashnikova E.O.¹, Zueva E.P.¹

*1. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional
Education Bryansk State Technical University, Bryansk*

Walking mechanisms capable of mimicking leg-like motion represent innovative solutions that can significantly enhance the efficiency and maneuverability of crane systems. This paper examines the fundamental technical aspects and operating principles of walking locomotion mechanisms, as well as their practical applications in crane construction. The study reveals the potential of this technology for optimizing construction processes and enhancing safety at construction sites.

Keywords: walking locomotion mechanisms, crane construction, mobile cranes, operating principles, efficiency.

Краностроение является одной из важнейших отраслей строительной индустрии, играющая ключевую роль в поддержании и развитии городской и промышленной инфраструктуры. Эффективность и безопасность крановых операций имеют критическое значение, и современные технологические инновации становятся неотъемлемой частью этой отрасли. В последние десятилетия, в контексте поиска новых под-

ходов к улучшению маневренности и эффективности подъемных машин, шагающие ходовые механизмы приобрели все большее значение и привлекли внимание исследователей и инженеров.

Цель данной научно-исследовательской работы состоит в обзоре и анализе принципов действия шагающих ходовых механизмов и их применения в краностроении. Анализируя технические характеристики шагающих ходовых механизмов, а также их потенциал для увеличения эффективности и безопасности крановых операций, изучая роль этой инновационной технологии в современной индустрии, приведенная работа подчеркивает их значимость и перспективы для будущего краностроения.

Шагающие ходовые механизмы обеспечивают уникальные возможности для мобильных кранов, позволяя им преодолевать препятствия, подниматься по наклонным поверхностям и оперировать в условиях ограниченного пространства. Суть шагающих механизмов такова, что вес передвигающейся машины посредством двух опорных частей, положение которых друг относительно друга изменяется, передается на грунт. Вопрос процесса давления на грунт довольно спорный, учитывая те убеждения, что данный механизм передвижения обязан облегчить рабочие моменты на оснащенной этим оборудованием машине, при том, что существуют относительно распространенные способы передвижения техники на гусеничном шасси [1, 2]. Говоря о преимуществах того или иного механизма передвижения, следует рассмотреть схему действия хода механизма шагающего типа [3].

Один орган выполнен в виде опорной плиты, представленной в круговой или концевой форме, которая способствует повороту верхней части машины посредством установленного на ней опорно-поворотного круга. В момент перемещения собственный вес машины на грунт передает другой ходовой орган – внутренний башмак или пара внешний башмаков. В процессе данного хода поворотная платформа приходит в движение, подтягивая опорную плиту, которая, в свою очередь, захватывается центральной цапфой или роликами опорно-поворотного круга. При передвижении машины задняя кромка опорной плиты не отрывается от грунта, тем самым образуя еще одну дополнительную опору (рис. 1).

Поворотная платформа соединяется с опорными башмаками с помощью шарнирного механизма, обеспечивая плоскопараллельное движение по вертикали в направлении движения. Каждый цикл шагания осуществляется в любом направлении, так как опорные органы поворачиваются вместе с вращающейся частью машины.

Поясняя процесс шагания, следует обратить внимание на описание башмаками получаемой траектории, так как анализ этой части задачи о механизме передвижения объяснит удобство перемещения по грунту без значительного его повреждения и нагружения динамическими составляющими машины.

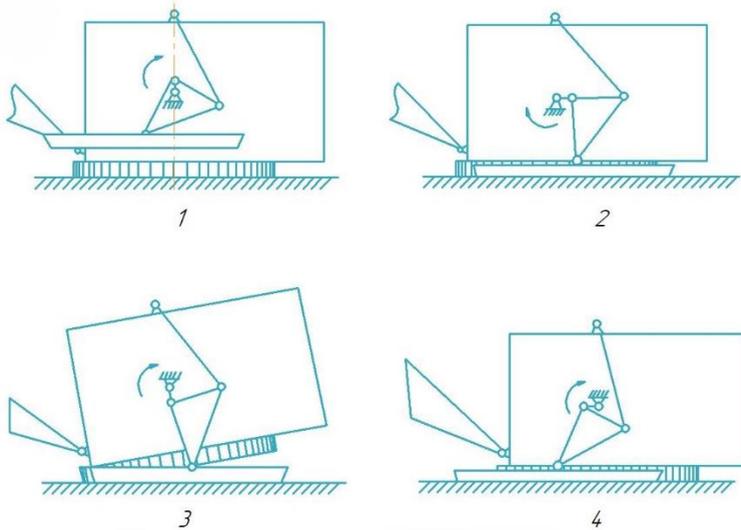


Рис. 1. Схема работы шагающего ходового механизма с треугольной рамой

Предполагая, что под опорными башмаками машины образуются некоторые углубления в грунте, точка крепления шарнирной рамы и башмака опишет определенную замкнутую траекторию при каждом шаге рабочего органа. При соприкосновении башмака с грунтом точка шарнирного крепления делит замкнутую траекторию на длинную верхнюю и короткую нижнюю часть. Следовательно, чем ровнее грунт, тем больше он будет препятствовать движению ходовых органов по нижнему участку кривой, поэтому поворотная часть машины будет приподниматься над грунтом и проходить расстояние, равное длине проекции нижнего участка кривой (рис. 2).

Основываясь на анализе процесса перемещения шагающего ходового механизма, следует сказать о том, что можно без значительных потерь и трудностей получить меньшее давление на грунт ($0,5 - 1,0 \text{ кгс/см}^2$), сравнивая представленный вариант передвижения с механизмами, передвигающимися на шасси гусеничного типа, учитывая, что

требования по подготовке грунта одинаковые. В шагающих механизмах, как правило, применяется схема опирания на три точки: башмаки – два опорных органа, которые удерживаются 85 – 90% собственного веса машины, а остальной вес воспринимается часть наклоненной опорной плиты [3]. Давление на грунт под опорной плитой, как правило, относительно меньше, чем под башмаками, так как опорные органы воздействуют на поверхность с кратковременной нагрузкой в процессе цикла шагания.

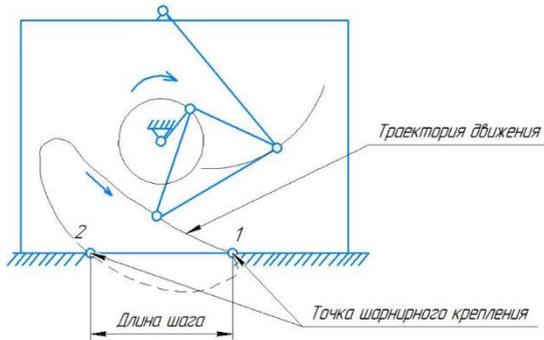


Рис. 2. Траектория движения шагающего ходового механизма с треугольной рамой

Отвечая на вопрос сравнения двух типов передвижения машин, следует обращать внимание на последствия применения механизма шагающего типа. При каждом цикле шагания машина приподнимается, при этом получаемая потенциальная энергия практически полностью теряется, что напрямую заявляет о высокой потребляемой мощности, являющейся негативным показателем использования таких механизмов. Недостатком являются также возникающие динамические силы, которые появляются при резком подъеме и опускании машины на груз, вызывают значительные колебания груза, а в особенности стрелы, если машина ей оборудована, несмотря на низкую скорость передвижения, что тоже может оказаться недостаток в использовании таких механизмов.

На основе проделанной работы с помощью сравнения гусеничного и шагающего механизмов, несмотря на конкретное выявление некоторых преимуществ последнего, следует сделать вывод, что при обычном их исполнении обе системы практически равноценны, что и не вызывает широкого распространения шагающих ходовых механизмов.

Список литературы

1. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины/А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
2. Справочник по кранам: В 2 т. – Т.2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / под о
3. Шеффлер, М. Грузоподъемные краны: в 2-х кн. Кн. 2. / М. Шеффлер, Х. Дресиг, Ф. Курт. – Сокр. пер. с нем. / Пер. М.М. Рунов, В.Н. Федосеев; Под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 287 с.

УДК 629.1.03

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА УДЕЛЬНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЕРЕКАТЫВАНИЮ ПРИ РАБОТЕ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ НА ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ПУТИ

Калашикова Е.О.¹, Зуева Е.П.¹

*1. ФГБОУ ВО Брянский государственный технический
университет, г. Брянск*

Гусеничные машины имеют широкое применение в различных отраслях машиностроения. Исследование направлено на оценку влияния коэффициента удельного сопротивления на эффективность и энергопотребление гусеничных механизмов, используемых в различных сферах, от сельского хозяйства до военной техники. Методология включает в себя экспериментальные измерения и численное моделирование, что позволяет определить оптимальные значения рассматриваемого коэффициента. Результаты исследования могут быть полезными для оптимизации проектирования и эксплуатации гусеничных машин и устройств.

Ключевые слова: гусеничный движитель, коэффициент удельного сопротивления перекатыванию, эффективность, энергопотребление, численное моделирование, оптимизация.

INFLUENCE OF THE COEFFICIENT OF ROLLING RESISTANCE ON THE OPERATION OF A TRACKED PROPULSION SYSTEM ON A STRAIGHT PATH

Kalashnikova E.O.¹, Zueva E.P.¹

1. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education Bryansk State Technical University, Bryansk

Tracked vehicles are widely used in various branches of mechanical engineering. The study is aimed at assessing the impact of the resistivity coefficient on the efficiency and energy consumption of tracked mechanisms used

in various fields, from agriculture to military equipment. The methodology includes experimental measurements and numerical modeling, which makes it possible to determine the optimal values of the coefficient under consideration. The results of the study can be useful for optimizing the design and operation of tracked vehicles and devices.

Keywords: tracked propulsion system, rolling resistance coefficient, efficiency, energy consumption, numerical modeling, optimization.

Гусеничные движители, широко применяемые в сельском хозяйстве, строительстве, лесозаготовке, военной технике и других отраслях, представляют собой важный элемент мобильных механизмов. Их способность эффективно перемещаться по различным типам поверхностей и преодолевать препятствия делает их незаменимыми в разнообразных задачах. Однако эффективность работы гусеничных движителей тесно связана с множеством факторов, и одним из ключевых параметров, влияющих на их производительность, является коэффициент удельного сопротивления перекатыванию.

Научно-исследовательская работа посвящена изучению воздействия этого коэффициента на работу гусеничного движителя при движении по прямолинейному пути. Этот параметр имеет критическое значение для энергопотребления и маневренности гусеничных машин. Данная работа направлена на анализ и выявление оптимальных значений коэффициента удельного сопротивления перекатыванию, которые могут существенно повысить эффективность и производительность гусеничных движителей.

Цель данной работы - расширить понимание влияния коэффициента удельного сопротивления перекатыванию на гусеничные движители и предоставить ценные рекомендации для их оптимизации. Путем экспериментальных исследований и математического моделирования возможность приблизиться к пониманию оптимальных параметров, способствующих более эффективной работе этой важной технологии, будет значительно увеличена.

При движении гусеничной машины по прямолинейному пути с центрированным приложением нагрузки и при отсутствии ветра возникают сложные условия нагружения, которые не предполагают логического определения и теоретически необъяснимы, поэтому сопротивление перекатыванию F_f (кгс) гусеницы практически выявляют по эмпирическому уравнению [1]:

$$F_f = F_{Rp} \mu_f, \quad (1)$$

где F_{Rp} – нагрузка на гусеницу, кгс; μ_f – коэффициент удельного сопротивления перекатыванию при прямолинейном перемещении (рис. 1).

Основные факторы, которые влияют на удельное сопротивление перекатыванию гусеничных машин и колесных транспортных средств, включают [2]:

1. Тип грунта: разные типы грунта (например, песок, глина, гравий) имеют разные свойства, такие как плотность, влажность и сцепление. Эти свойства грунта существенно влияют на уровень сопротивления качению.

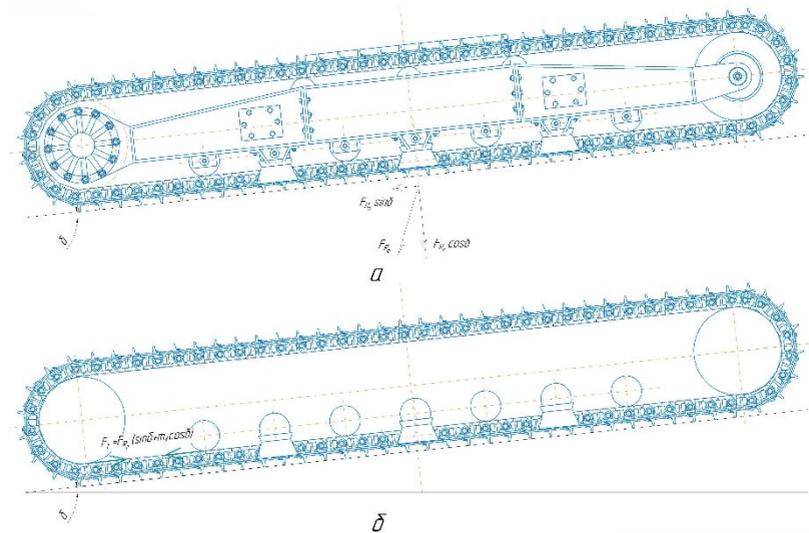


Рис. 1. Схема сил в гусеничном движителе толкающего типа:
а – силы, действующие на ходовой механизм; б – то же, на гусеничную

2. Состояние грунта: удельное сопротивление перекатыванию может изменяться в зависимости от того, насколько грунт сжат или разрыхлен. Сырой и размокший грунт может оказать более высокое сопротивление.

3. Давление на грунт: давление, которое машина оказывает на грунт (называемое также давлением на почву), также влияет на удельное сопротивление. Более высокое давление может повысить сопротивление.

4. Ширина гусениц или колес: геометрические параметры машин, такие как ширина гусениц или колес, могут изменять удельное сопротивление.

5. Скорость движения: удельное сопротивление перекатыванию также может изменяться в зависимости от скорости движения машины.

Если конкретизировать до средних значений коэффициенты, учитывая лишь нормальные условия для работы техники, то $\mu_f = 0,1$. При сильном проседании в грунт гусениц, но при возможном перемещении $\mu_f = 0,4$ [3].

На представленной диаграмме (рис. 2) показана зависимость удельного сопротивления перекатыванию μ_f от происхождения и состояния грунта, выведенная Н. Г. Домбровским [2]. На графике значения μ_f представлены не только для гусеничных механизмов, но и для машин на пневмоколесном ходу.

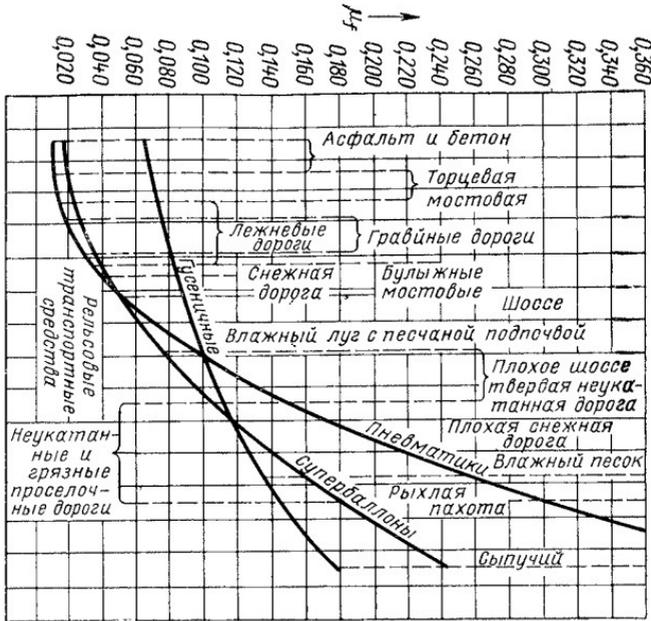


Рис. 2. Диаграмма сопротивления катанию μ_f колесных и гусеничных машин в различных грунтах по Домбровскому [2]

Отвечая на вопрос о влиянии коэффициента на работу машины, следует разобраться в том, какие же сопротивления учитывает этот коэффициент μ_f . Как и любые воздействия, оказывающие влияние на работу механизма, возможные сопротивления можно разделить на силы внешние и внутренние.

Если подробно говорить о внутренних силах, то следует брать во внимание сопротивление перекатыванию опорных катков; гусеничной цепи свойственно изгибаться в местах набегания и сбегания на обоих

концевых колесах, учитывая точки перегибов нижней ветви вследствие качания звеньев, а также возможность провисания цепи верхней ветви гусеницы между поддерживающими катками; на цепь в процессе движения машины передается незначительное сопротивление трению в цапфе натяжного колеса.

К внешним силам относят сопротивление самого грунта при проседании гусеницы, его деформацию вследствие, так называемого, процесса «дыхания» гусеничной цепи и его уплотнение при наезде гусеницы. Так как дорожки качения не являются идеально ровными, ссылаясь также на периодический наклон звеньев, машина трясется, следовательно, центр тяжести машины меняет значительно свое положение. Важным фактором является сопротивление из-за неравномерного ускорения массы механизма при прохождении гусеничной цепи по контуру многоугольник с постоянной угловой частотой вращения [3].

Делая выводы на основе данных исследований и наблюдений, необходимо заявить, что коэффициент μ_f учитывает не только сопротивление перекатыванию, но и все остальные внешние и внутренние аспекты работы механизма, связанные с процессом движения. Для более удобного использования числового коэффициента на практике он остается одинаковым для поступательного движения как по прямой, так и на подъем, по криволинейному пути и против ветра, даже при условии, что вследствие высокого натяжения цепи возникают повышенные потери на трение.

Список литературы

1. Шеффлер, М. Грузоподъемные краны: в 2-х кн. Кн. 2. / М. Шеффлер, Х. Дресиг, Ф. Курт. – Сокр. пер. с нем. / Пер. М.М. Рунов, В.Н. Федосеев; Под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 287 с.
2. Dombrowski, N. G.: Baumaschinen, Bd. 1. Berlin: VEB Verlag Technik 1952.
3. TGL 13472 Stahlbau; Stahltragwerke der Hebezeuge; Berechnung, bauliche Durchbildung, 1974.

УДК 629

ПЕРЕДВИЖЕНИЕ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ ПО КРИВОЙ

Калашикова Е.О.¹, Зуева Е.П.¹

1. ФГБОУ ВО Брянский государственный технический университет, г. Брянск

Научно-исследовательская статья посвящена изучению особенностей и проблем передвижения двухгусеничных машин по кривым траекториям. Рассматриваются факторы, влияющие на устойчивость и

производительность двухгусеничных машин при движении по кривым, а также предлагаются практические рекомендации для оптимизации этого процесса. Исследование включает в себя эксперименты и математическое моделирование для анализа различных аспектов передвижения двухгусеничных машин по кривым траекториям.

Ключевые слова: двухгусеничная машина, кривая траектория, маневренность, устойчивость, оптимизация, математическое моделирование.

MOVEMENT OF A TRACKED VEHICLE ALONG A CURVE

Kalashnikova E.O.¹, Zueva E.P.¹

1. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education Bryansk State Technical University, Bryansk

The research article is devoted to the study of the peculiarities and problems of the movement of two-tracked vehicles along critical trajectories. The factors affecting the stability and performance of two-track machines when moving along curves are considered, and practical recommendations for optimizing this process are also proposed. The study includes experiments and mathematical modeling to analyze various aspects of the movement of two-track machines along curved trajectories.

Keywords: dual-track vehicle, curved trajectory, maneuverability, stability, optimization, mathematical modeling.

В мире современной технологии и инженерии гусеничные машины играют важную роль во многих отраслях, от строительства и сельского хозяйства до военных операций и разведки. Их способность маневрировать и передвигаться по сложным маршрутам и пересекать разнообразные типы местности делает их незаменимыми в задачах, требующих высокой проходимости и мобильности. Однако, для достижения максимальной эффективности и безопасности, необходимо понимать, как эти машины могут перемещаться по криволинейным маршрутам.

Гусеничные машины широко применяются в условиях, где требуется проезд по местности с переменной конфигурацией, включая плотные леса, болота, гористые местности и городские улицы. Важно отметить, что несмотря на их уникальные характеристики, движение гусеничных машин по кривым маршрутам может представлять собой сложную инженерную задачу.

Изучение и понимание этой сложности имеют несколько ключевых аспектов:

1. Маневренность и навигация. Эффективное движение гусеничных машин по криволинейным маршрутам требует разработки систем навигации и управления, способных адаптироваться к изменяющейся геометрии маршрута и обеспечивать точность при движении в ограниченных пространственных условиях.

2. Влияние кривой на сопротивление. Гусеничные машины, двигаясь по кривым маршрутам, могут столкнуться с дополнительным сопротивлением, что влияет на эффективность работы и расход топлива. Понимание этого влияния позволяет разрабатывать оптимальные конструкции и технологии для снижения потерь.

3. Безопасность и устойчивость. Криволинейные маршруты могут создавать уникальные вызовы в области безопасности, особенно на высоких скоростях и в сложных условиях. Изучение факторов, влияющих на устойчивость гусеничных машин, имеет важное значение для предотвращения несчастных случаев.

Исследование передвижения двухгусеничных машин по кривым маршрутам имеет огромное значение, так как оно предоставляет ключевые знания и инженерные решения для оптимизации и улучшения их маневренности и проходимости. В данной научно-исследовательской статье следует углубиться в эту проблематику, рассматривая различные аспекты передвижения двухгусеничных машин по криволинейным маршрутам и исследуя варианты поворота, позволяющие оптимизировать их движение, а также оценивая виды грунта и их качество как один из важных критериев оценки легкого и безопасного движения гусеничных механизмов.

Взаимное расположение гусениц всегда постоянно, поэтому в двухгусеничных ходовых механизмах, которые используются на высокопроизводительных карьерных машинах, при движении на криволинейном участке одна часть гусениц поворачивается с помощью системы управления движителем. Как правило, движение машины по кривой происходит вследствие разности скоростей передвижения гусениц. При необходимости повышенной маневренности гусеничных машин с центральным приводом, применяя коробки передач с дифференциалами, можно обеспечить ступенчатое изменение скоростей с различными радиусами кривизны (рис. 1, а) [1, 2]. Если привод обеих гусениц осуществляется от двигателя через один дифференциал, то, как правило, затормаживается внутренняя к кривизне гусеница, то есть возникает разница скоростей. Такие сложные конструкции используются довольно редко, в основном, только в погрузочных машинах.

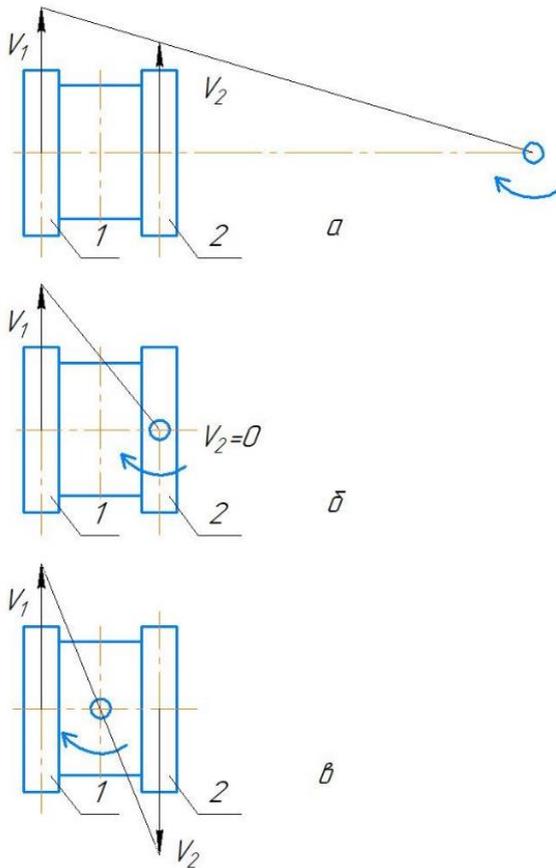


Рис. 1. Способы осуществления поворота двухгусеничным ходовым механизмом

Для облегчения решения проблемы движения гусеничной машины по кривой с центральным приводом следует рассмотреть следующие варианты конструкции гусеничных механизмов.

Внешняя гусеница относительно кривой описывает дугу при заторможенной внутренней гусеницы (рис. 1, б). Это конструкторское исполнение является стандартным для подъемно-транспортных машин. Также большая круговая дуга может состоять из нескольких дуг меньшего радиуса и прямолинейных участков (рис. 2).

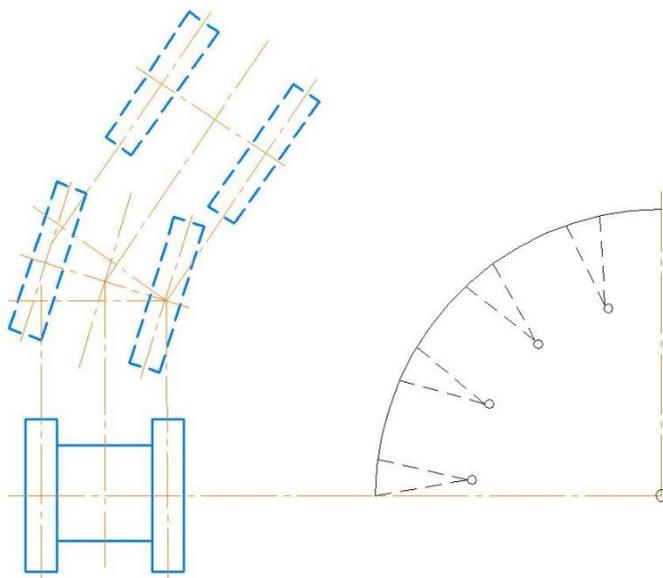


Рис. 2. Схема поворота двухгусеничной машины

При раздельном электроприводе двух гусениц движение осуществляется с помощью двигателя с бесступенчатым регулированием, при этом обеспечивается перемещение гусениц с различными скоростями, то есть передвижение по кривым разного радиуса.

Также при движении гусениц в разных направлениях происходит поворот центральной оси машины (рис. 1, в). Эта способность используется редко на гусеничных механизмах, так как аналогичный результат достигается упрощенным по своим особенностям вращением поворотной платформы вокруг оси. Кроме того, вследствие такого поворота нарушается поверхность грунта, что может осложнить дальнейшее движение гусениц.

При передвижении гусениц по слабому грунту происходит их погружение, а при повороте – смещение грунта по обе стороны от них. Н. Г. Домбровский [3] исследовал этот процесс и пришел к выводу, что клин грунта, ограниченный углом скольжения α , равным 35° , подвергается скатыванию, ограничиваясь при этом такими характеристиками грунта, как его состояние и происхождение. При расчетах на практике применяются линейная зависимость

$$t = \frac{p}{p_0}, \quad (1)$$

где t – глубина погружения гусеницы, зависящая от состояния грунта;
 p – давление на грунт.

Ориентировочные значения коэффициента удельного сопротивления грунта указаны в табл. 1 [4].

Таблица 1

Коэффициент удельного сопротивления грунта ρ_0 в зависимости от его вида и состояния по Пигулевскому

| Вид и состояние грунта | ρ_0 , кгс/см ² |
|---|--------------------------------|
| Болотистый грунт | 0,1 – 0,15 |
| Торфяник, разжиженный песок | 0,18 – 0,25 |
| Пашня, слабая мокрая глина, рыхлый песок | 0,25 – 0,35 |
| Крупнозернистый, слежавшийся песок, влажная глина | 0,35 – 0,6 |
| Твердая глина | 1,0 – 1,25 |
| Мергель | 1,30 – 1,80 |

Результаты статьи подчеркивают важность адаптации гусеничных машин к конкретным условиям, включая тип грунта и требования траектории движения. Инженеры и разработчики должны учитывать эти факторы при проектировании гусеничных машин и выборе соответствующих методов управления.

Список литературы

1. Johannis, E.: Lenkverhältnis und Einsenktaiefe als Kriterium für die Lenkwilligkeit der Kettenfahrzeuge. ATZ 60 (1958), S. 121 – 124.
2. Heidebroek, E.: Zur Mechanik der Raupenfahrzeugen. Bergbautechnik 7 (1957) 8.
3. Шеффлер, М. Грузоподъемные краны: в 2-х кн. Кн. 2. / М. Шеффлер, Х. Дресиг, Ф. Курт. – Сокр. пер. с нем. / Пер. М.М. Рунов, В.Н. Федосеев; Под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 287 с.
4. Dombrowski, N. G.: Baumaschinen, Bd. 1. Berlin: VEB Verlag Technik 1952.

УДК. 621.8.036

РЕСУРСОБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КРАНОВЫХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ

Кардаманова А.А.¹, Лебедева А.А.¹

1. ФГБОУ ВО Тульский государственный университет, г. Тула

В статье рассмотрена возможность оценки диссипации малоуглеродистых сталей в условиях малоциклового нагружения. С помощью тепловизионного оборудования возможна фиксация изменения

температурных полей в нагруженной части металлоконструкции. Это позволяет оценить значение действующих напряжений, не прибегая к методу тензометрирования.

Ключевые слова: тензометрирование, диссипация, деформация, изменение температуры.

RESOURCE-SAVING TECHNOLOGY FOR DETERMINING THE STRESS-STRAIN STATE OF CRANE METAL STRUCTURES

Kardamanova A.A.¹, Lebedeva A.A.¹

1. Tula State University

The article considers the possibility of assessing the dissipation of low-carbon steels under low-cycle loading conditions. With the help of thermal imaging equipment, it is possible to fix changes in temperature fields in the loaded part of the metal structure. This allows you to estimate the value of active stresses without resorting to the tensometre method.

Keywords: strain gauge, dissipation, deformation, temperature change.

Современное состояние методов и средств диагностирования ответственных элементов металлоконструкции машин подразумевает не только оценку их текущего состояния, но и прогнозирование его изменения за расчетный интервал времени [1,2]. Одним из ключевых моментов для объективной оценки изменения технического состояния во времени является знание нагрузок, действующих в отдельных частях диагностируемого элемента. Более того, в ряде случаев необходимо знать не только действующие напряжения, но и деформации, возникающие в элементе в целом или в отдельной его области. Взаимосвязь между напряжениями и деформациями может быть описана математически. Напряженное состояние определяется компонентами тензора напряжений, а деформации – компонентами тензора деформации [3].

Решение системы уравнений с компонентами тензоров подразумевает знание напряжений или деформаций, что в ряде реальных конструкций является практически невозможным. В этом случае необходимо точное знание напряжений или деформации, которые можно получить либо методами конечного моделирования, либо экспериментальными методами [4]. Конечно-элементное моделирование достаточно широко представлено в современных пакетах САПР, например: SolidWorks, APM WinMachine, ANSYS. Однако на точность результатов очень сильно влияет квалификация специалиста, выполняющего расчет. Разбитие модели на конечные элементы является достаточно сложной

задачей, так как области с концентрацией напряжений могут быть достаточно малы [5, 6]. В свою очередь экспериментальные способы в основном используют методы делительных сеток (для оценки деформации) и тензометрирования (для оценки напряженного состояния).

Перечисленные способы являются также весьма трудоемкими и требуют высокой квалификации специалиста. Это связано с тем, что интерпретация полученных данных может давать точные результаты только в том случае, если была выполнена правильная предварительная тарировка тензодатчиков. Наиболее часто используются резистивные тензодатчики, которые меняют свое сопротивление при их деформации. Таким образом, выходит, что эти способы являются также в большой степени субъективными и зависящими от квалификации специалиста.

В то же время, одним из интересных моментов, возникающем при деформировании материала, является выделение тепла в результате внутреннего трения по границам зерен, называемое диссипацией [7]. Данную экзотермическую реакцию можно фиксировать на поверхности материала с помощью средств тепловизионного контроля. Очевидно, что максимальная диссипация будет наблюдаться в зоне наибольшего деформирования и при этом за счет теплопроводности рассеиваться в окружающую среду и по самой конструкции. Следовательно, одиночное статическое нагружение будет давать объективную картину о действующих напряжениях только в случае исключения теплопроводности вглубь материала [8].



Рис. 1. Разрывная машина P20

В реальных условиях такого добиться почти не предоставляется возможным и по этой причине предлагается использование малоцикловых нагрузок, позволяющий выйти на температурный баланс диссипации и теплопроводности. В качестве эксперимента было проведено малоцикловое нагружение гладкого лабораторного образца из листового проката Ст3сп5 на трех уровнях напряжений. Были взяты уровни в 100МПа, 200МПа и 300МПа, причем 300МПа являются напряжениями, при которых деформации вышли за уровень предела текучести. Эксперимент проводился на разрывной машине Р20, показанной на рис. 1.

Значения температуры пошагово фиксировались с помощью тепловизора Testo 885, в качестве примера на рис. 2-3 показаны термограммы для полупериодов снятия нагрузки и нагружения для лабораторного образца с амплитудой напряжения 300 МПа.

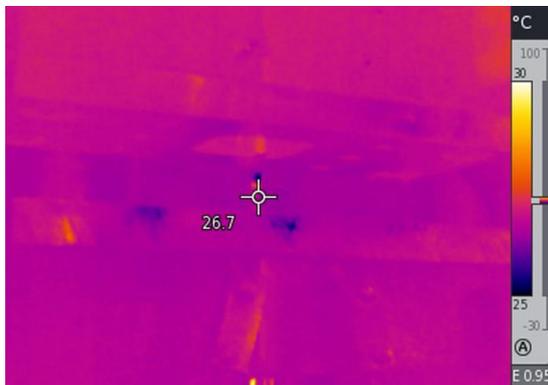


Рис. 2. Термограмма лабораторного образца на полуперикле разгрузки



Рис. 3. Термограмма лабораторного образца на полуперикле нагружки 300 МПа

В таблицу сведены значения изменений температуры для полуциклов нагружения.

Таблица 1

Изменение температуры для полуциклов нагружения

| №п/п | ΔT_{100} | ΔT_{200} | ΔT_{300} |
|------|------------------|------------------|------------------|
| 1 | 0 | 0 | 0 |
| 2 | 0,1 | 0,6 | 1,4 |
| 3 | 0,7 | 0,2 | 1,6 |
| 4 | 1,7 | 1,2 | 1,3 |
| 5 | 0,7 | 0,2 | 2 |
| 6 | 0,6 | 1,1 | 1 |
| 7 | 1,4 | 0,4 | 2,2 |
| 8 | 1,1 | 1,4 | 2 |
| 9 | 1,4 | 0,3 | 1 |
| 10 | 1,2 | 1,3 | 2,5 |

Значения таблицы графически представлены на рис. 4

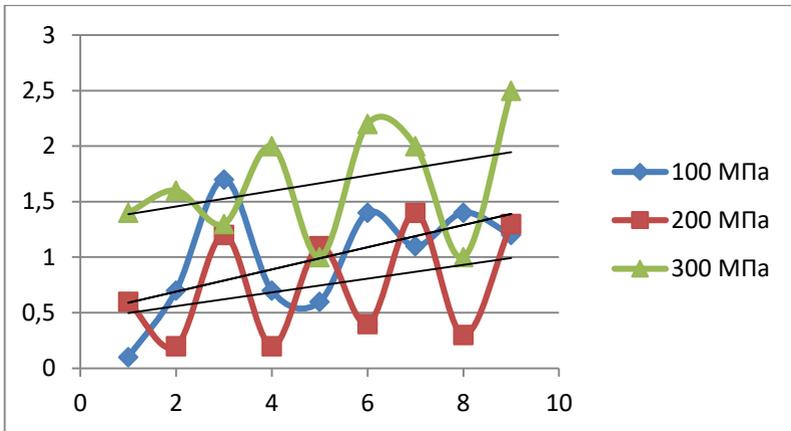


Рис. 4. Изменение температуры лабораторного образца при малоцикловом нагружении

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод, что величина диссипации будет изменяться в зависимости от величины ампли-

туды напряжений, до достижения определенного значения, которое будет описывать выход на температурный баланс с теплопроводностью [9,10].

Для применения данного метода на практике таким образом, нам необходимо знать требуемое количество циклов нагружения для контролируемой металлоконструкции. Оценить это можно двумя способами: расчетным и экспериментальным. Например, Tempreg-3d позволяет рассчитать методом конечных элементов практически любую конструкцию с точки зрения теплотехники. Экспериментальный метод будет ограничен подходом, описанному выше, когда проводится нагружение исследуемой конструкции до достижения температурного баланса.

Очевидно, что в зависимости от материала, размеров конструкции и внешней температуры количество циклов нагружения будет меняться. Однако как показывают проведенные эксперименты, для достижения результата достаточно проведения 5 полных циклов нагрузки – разгрузки. Затем, имея в наличии диаграмму, которая связывает изменения температуры и действующего напряжения, можно определить амплитуды нагрузок действующих в элементе. Пример такой диаграммы показан на рис. 5.

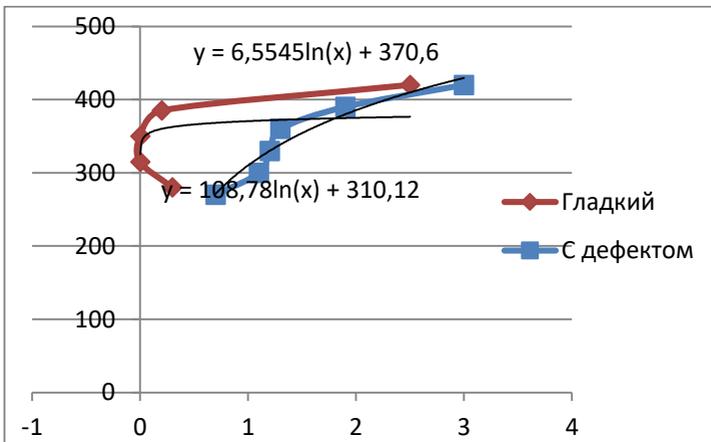


Рис. 5. Диаграммы изменения температуры для образцов из стали СтЗсп5

Список литературы

1. В.И. Сероштан, Ю.С. Огарь, А.И. Головин и др. Под ред. В.И. Сероштана, Ю.С. Огаря. Диагностирование грузоподъемных машин // Машиностроение, 1992. – 192 с.
2. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций // Машиностроение, 1990. – 623 с.

3. В.И. Мяченков, В.П. Мальцев, В.П. Майборода и др.; Под общ.ред. В.И. Мяченкова. Расчёты машиностроительных конструкций методом конечных элементов // Справочник. Машиностроение, 1989 – 520с.
4. Шнейдерович Р.М. Прочность при статическом и повторно-статическом нагружениях // Машиностроение, 1968. – 340 с.
5. Вершинский А.В. Технологичность и несущая способность крановых металлоконструкций // Машиностроение, 1984. – 167 с.
6. Владимиров В.В. Физическая природа разрушения металлов // Metallurgia, 1984. – 280 с.
7. Вояченко В.Н. Контроль качества сварных конструкций // Машиностроение, 1986. – 152 с.
8. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов // Metallurgia, 1975. – 456 с.
9. Серегина А.А. Метод определения пластических деформаций в зонах концепции напряжений металлоконструкции грузоподъемных машин // Наземные транспортные-технологические комплексы и средства: материалы Международной научно-технической конференции / отв. ред. Ш. М. Мерданов. – Тюмень: ТИУ, 2020. С. 218-222.
10. Серегина А.А. Оценка напряженно-деформированного состояния элементов металлоконструкций по изменению тепловых полей // Молодёжный вестник Политехнического института: сб. статей в 2 ч. Тула: Изд-во ТулГУ, 2020. Ч.1. С. 233-237.

УДК 621.928.26

**СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ РАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ
УСТРОЙСТВ ДЛЯ КЛАССИФИКАЦИИ ГРАВИЯ И ЩЕБНЯ**
Кондратьев А.В.¹, Кочканян С.М.¹, Павлов Ю.Н.¹, Гусаров А.А.¹
1. ФГБОУ ВО Тверской государственный технический университет,
г. Тверь

Проведены сравнительные испытания работы вибрационного и валкового грохотов при просеивании каменного материала. Получены зависимости эффективности и времени грохочения гравия от изменения углов наклона вибрационного и валкового сита. Доказано существенное преимущество валкового разделительного устройства по сравнению с виброгрохотом.

Ключевые слова: валковый грохот, вибрационный грохот, гравий, эффективность, время грохочения.

ON THE ISSUE OF INCREASING THE SIFTING CAPACITY OF
ROLLER SCREENS

Kondratiev A.V.¹, Smorodov S.P.¹, Kochkanyan S.M.¹, Pavlov Y.N.¹
Tver State Technical University, Tver

Technical means of increasing the screening capacity of roller screens for fractionation of gravel and crushed stone are considered. The results of comparative studies of the efficiency of the roller screen with and without movable aprons are presented. The efficiency of using movable aprons and round disks on a roll screen is proved.

Keywords: roller screen, disks, aprons, gravel, efficiency.

При производстве нерудных строительных материалов на дробильно-сортировочных и сортировочных комплексах дорожных машин процессы классификации каменных материалов, как правило, выполняются на вибрационных грохотах. К настоящему времени возможности интенсификации просеивания гравия и щебня на этих устройствах практически полностью исчерпаны. Поэтому для повышения производительности качественного фракционирования каменных материалов необходимо изыскать более эффективные разделительные устройства. С этой целью следует обратить внимание на валковые грохоты (сепараторы), которые довольно давно применяются в сельском хозяйстве и в горноперерабатывающей промышленности [1-3]. Практика их использования показала, что они по результативности работы существенно опережают другие виды разделительных устройств [4,5].

В связи с этим на стендовом оборудовании были проведены сравнительные испытания разделительных устройств – вибрационного и валкового грохотов при просеивании каменного материала. Условия реализации выполненных исследований были следующими: размер поверхности сита - 950 мм (длина) и 120 мм (ширина), величина просеиваемой ячейки 20x20 мм. Характеристика вибросита: материал рабочей поверхности – резина, частота колебаний -20 Гц, диапазон углов наклона сита по ходу движения материала (-5°)...(-15°). Параметры валкового сита: диаметр восьмигранных дисков – 340 мм, толщина диска – 8 мм, диаметр вала – 40 мм, частота вращения дисков – 80 об/мин, интервал углов наклона сита по ходу движения материала (-5°)...($+20^{\circ}$). В качестве просеиваемого материала использовали гравийную смесь с содержанием 30% верхнего и 70% нижнего класса зерен. Масса навески материала составляла 20 кг. Гравий подавался на разделительное устройство с ленточного транспортера. При этом фиксировалось время процесса разделения каменного материала, и определялась эффективность грохочения. Эксперименты выполнялись с варьированием углов наклона рабочей поверхности сита, пределы численных значений которых назначались, исходя из практики применения вибрационного и валкового грохотов.

Влияние углов наклона сита на эффективность грохочения гравия отображено на рисунках 1 и 2 для вибрационного и валкового устройств соответственно.

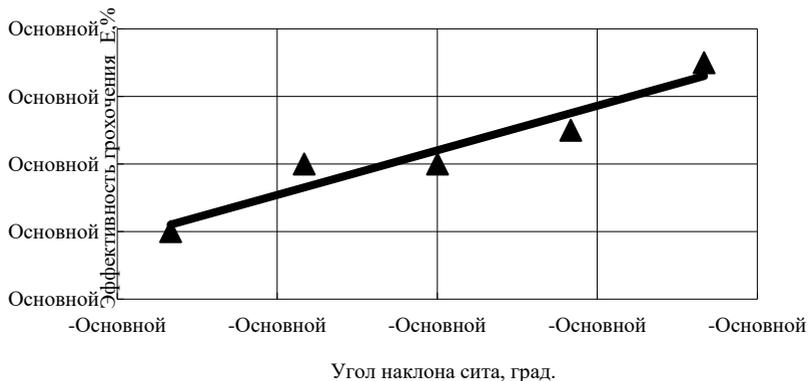


Рис. 1. Зависимость эффективности грохочения от угла наклона сита виброгрохота

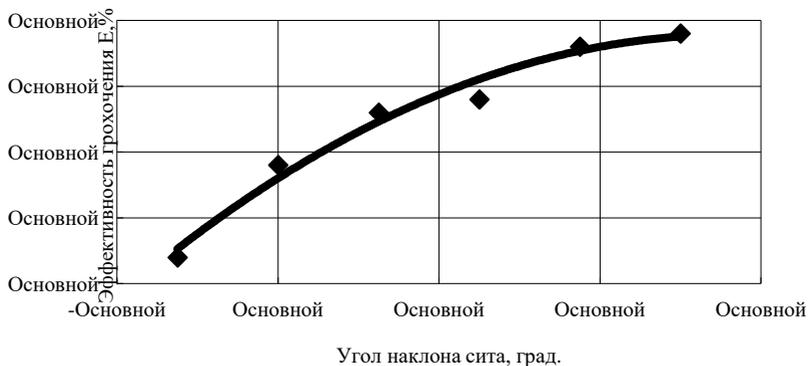


Рис. 2. Зависимость эффективности грохочения от угла наклона сита валкового грохота

Полученные данные показывают увеличение эффективности грохочения с увеличением угла наклона сита на обоих разделительных устройствах. Это, в свою очередь, объясняется тем, что чем меньше скорость движения материала по рабочей поверхности решета, тем больше вероятность попадания частицы в отверстие сита. Так, например, если самый высокий показатель эффективности E на вибрационном сите при

угле наклона (-5°) составил всего 83% (рис. 1), то на валковом разделительном устройстве при угле наклона ($+20^\circ$) наибольшая эффективность грохочения была равна 99 % (рис. 2). Из представленных графических зависимостей можно констатировать заметное увеличение в среднем на 10-11% эффективности грохочения на валковом разделительном устройстве по сравнению с вибрационным грохотом. Данное обстоятельство доказывает, что интенсивность просеивания нижнего класса материала на валковом сите заметно выше, вследствие более активной сегрегации частиц материала в движущемся слое каменной смеси, благодаря чему мелкие зерна достаточно быстро достигают рабочей поверхности решета, просеиваясь в его отверстиях.

Другим не менее важным показателем, характеризующим результативность работы разделительного устройства, является время выполнения процесса грохочения – чем оно меньше, тем больше производительность. Характер изменения времени просеивания мелкой фракции на исследуемых ситах в зависимости от углов наклона рабочих поверхностей представлен на рисунках 3 и 4.

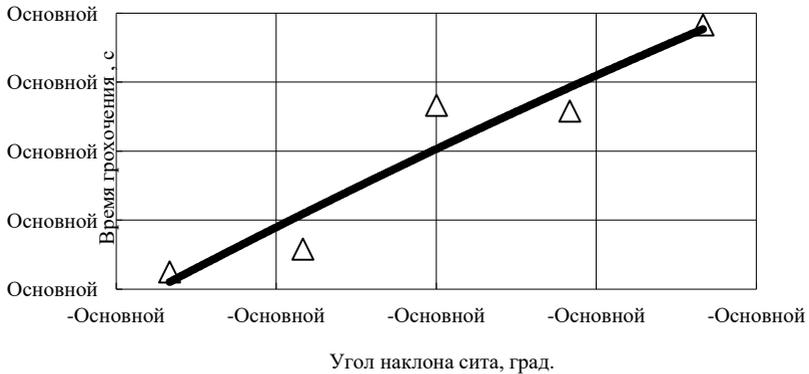


Рис. 3. Зависимость времени грохочения от угла наклона сита виброгрохота

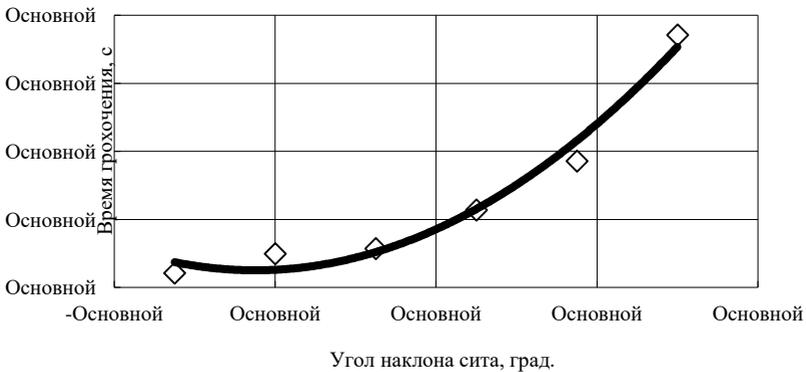


Рис. 4. Зависимость времени грохочения от угла наклона сита валкового грохота

Анализируя представленные зависимости, можно отметить повышение времени процесса грохочения с увеличением углов наклона сита на обоих разделительных устройствах, вследствие уменьшения скорости перемещения каменной массы по рабочей поверхности грохотов. Вместе с тем, если рассматривать наибольшие эффективности процесса грохочения, то следует заметить, что время процесса фракционирования на валковом разделительном устройстве на 13-21% меньше (рис. 4) по сравнению с виброгрохотом (рис. 3). В случае же одинаковой эффективности грохочения 82-83% при углах наклона (-5°) на обоих устройствах (рис. 1и2) показатель времени на валковом разделителе практически в 5 раз меньше, чем на вибрационном сите (рис. 3и4). Такая результативность валкового разделительного устройства объясняется более активной рабочей поверхностью, которая вследствие ударного воздействия вращающихся многогранных дисков на разделяемую каменную смесь обеспечивает более высокую интенсивность просеивания мелких зерен материала, что неизбежно приводит к повышению производительности процесса грохочения.

Таким образом, проведенные сравнительные испытания показали существенное преимущество валкового разделительного устройства относительно виброгрохота, как по эффективности, так и по производительности процесса классификации каменного материала (гравия или щебня). Результаты сравнительных исследований могут послужить в

перспективе основанием для замены виброгрохотов в дробильно-сортировочных и сортировочных комплексах дорожных машин на более производительные и эффективные валковые разделительные устройства.

Список литературы

1. Бондарев Ю.Ю. Валково-дисковый сепаратор автономного модульного комплекса добычи и переработки торфяного сырья на топливо / Ю.Ю. Бондарев, И.Е.Звонарев, С.Л. Иванов и др.// Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2015. Т. 14. № 14. С. 73-81.
2. Остроумов С.С. Параметры и режимы работы роторного сепаратора для повышения эффективности отделения растительных примесей от клубней: дис. ... канд. техн. наук: П., Пушкино, 1991. 154 с.
3. Кочканян С.М. Обоснование параметров и энергетических характеристик валковых сепараторов торфяных машин: дис. ... канд. техн. наук: Тверь, 1993. 148 с.
4. Юдин А.В., Шестаков В.С. Выбор оборудования и оценка схем мобильных карьерных комплексов при отработке закарстовых месторождений // Известия вузов. Горный журнал. 2017. № 1. С. 92-100.
5. Кондратьев А.В. Создание высокоэффективных валковых сепараторов торфяных машин и оборудования: дис. д-ра техн. наук. Тверь, 1998. 361 с.

УДК 621.928.26

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВАЛКОВЫХ СЕПАРАТОРОВ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ КАМЕНИСТЫХ СМЕСЕЙ

Кондратьев А.В.¹, Кочканян С.М.¹, Павлов Ю.Н.¹, Гусаров А.А.¹

1. ФГБОУ ВО Тверской государственный технический университет, г. Тверь

В статье рассматривается вопрос совершенствования конструкции валкового сепаратора применительно к камнеуборочной машине. Предлагается для снижения массы сепаратора и его приводной мощности сузить минимум в 2 раза рабочую поверхность по ходу движения материала. Получены зависимости влияния частоты вращения валов с дисками и количественного содержания в разделяемой смеси камней на процесс разрушения почвенных комков.

Ключевые слова: валковый сепаратор, частота вращения дисков, камни, комки глины, время разрушения комков.

IMPROVEMENT OF THE DESIGN OF ROLL SEPARATORS FOR SEPARATING STONE MIXTURES

Kondratiev A.V.¹, Kochkanyan S.M.¹, Pavlov Y.N.¹, Gusarov A.A.¹

1. Tver State Technical University, Tver

The article deals with the issue of improving the design of the roller separator in relation to stone harvesters. It is proposed to narrow at least 2 times the working surface in the course of material movement to reduce the weight of the separator and its driving power. Dependences of influence of the rotation frequency of shafts with disks and quantitative content in the separated mixture of stones on the process of soil clods destruction are obtained.

Key words: roller separator, disk rotation frequency, stones, clay lumps, lump breakup time.

Нечерноземная территория Российской Федерации находится в зоне ледниковой валунной каменистости. Так, например, в Тверской области более 60% сельхозугодий засорены камнями [1]. В связи с этим решение вопроса очистки пахотного слоя от каменных включений позволит с одной стороны существенно повысить результативность сельскохозяйственного производства, а с другой дополнительно обеспечить дорожное строительство дефицитным каменным материалом (гравием или щебнем).

Процесс выделения каменных включений выполняется достаточно большим комплектом машин, в котором основную завершающую операцию по сбору мелкого камня (30...300мм) выполняют камнеуборочные машины с просеивающим рабочим органом. Эти машины очищают пахотный слой на глубину до 30 см. На известных камнеуборочных машинах МКП-1,5 и МУК-1,4 для разделения каменистой массы применяются валковые сепараторы, поскольку они наиболее эффективны при разделении почвенных смесей [2,3]. Однако сравнительно высокая масса сепараторов валкового типа явилась одной из причин низкой работоспособности указанных выше машин, вес которых составлял 12...15 тонн. Это, в свою очередь, приводило к неоправданно большому расходу мощности, как на передвижение машины, так и на привод валов сепаратора. В связи с этим исследования, направленные на снижение показателей металло- и энергоемкости привода валковых сепараторов без снижения эффективности их работы, являются актуальными.

Практика применения валковых сепараторов на камнеуборочных машинах показала, что 70-80% почвы просеивается между дисками первых 3-5 валов разделительного устройства [3]. Остальная площадь поверхности сита (около 70%) используется нерационально, поскольку необходимо просеять оставшуюся массу почвы около 20-30 %. Непросеянная часть материала нередко представляет собой почвенные комки, которые в силу своих прочностных свойств не успевают измельчиться

и выгружаются вместе с камнями в бункер машины. Основываясь на анализе процесса разделения, было предложено сузить ширину второй части сепаратора после 5 вала в два раза [4,5]. Предварительные расчеты показали, что при каменистости почвы $100 \dots 150 \text{ м}^3/\text{га}$ такое сужение рабочей поверхности позволит повысить процентное содержание камней в сепарируемой массе до 60-70 % и одновременно снизить массу сепаратора до 30%, а энергоемкость его привода до 10%. Кроме того, сужение сепарирующей поверхности должно дополнительно интенсифицировать процесс разрушения почвенных комков за счет их соударения с камнями, количество которых на единицу площади сита в этом случае значительно возрастает.

Для подтверждения сформулированного предположения и определения закономерностей воздействия камней и вращающихся дисков на процесс разрушения почвенных комков были проведены экспериментальные исследования на стенде валкового сепаратора.

Условия проведения экспериментов были следующими: смесь материала с соответствующим соотношением камней и комков подавалась на вращающиеся диски сепаратора, где фиксировалось с помощью секундомера время дробления комков. Для исследования использовались комки глины с влажностью 5% и средним размером 50мм, масса комков составляла 3кг. Размер применяемых камней находился в пределах 50 – 70мм. Доля камней в смеси по массе изменялась в интервале от 2% до 92%. Параметры стенда: 5 валов с восьмигранными дисками, диаметр дисков – 320мм, расстояние между дисками – 30мм, частота вращения валов с дисками 90 – 135об/мин, длина сита – 1000мм, ширина сита – 200мм.

Полученные результаты проведенных исследований представлены на рисунке, где можно наблюдать изменение времени разрушения комков в зависимости, как от концентрации каменных включений на просеивающей поверхности сита, так и от частоты вращения валов с дисками.

Анализ графических зависимостей свидетельствует об интенсификации процесса разрушения комков глины с увеличением частоты вращения дисков во всем диапазоне изменения концентрации каменных включений. Данная ситуация объясняется возрастанием ударного воздействия на разделяемую массу со стороны дисков при повышении частоты их вращения. Поэтому время разрушения комков при частоте вращения дисков 110 об/мин (кривая 2) уменьшается в среднем на 21,5%, а при частоте вращения дисков 135 об/мин уменьшается в среднем на 40,8% (кривая 3) по сравнению с частотой вращения 90 об/мин (кривая

1). Вместе с тем, следует отметить, что любое повышение скорости вращения валов с дисками приведет к увеличению энергоемкости процесса сепарации. Вследствие этого направление по повышению частоты вращения дисков с целью интенсификации дробления почвенных комков не является в полной мере рациональным.

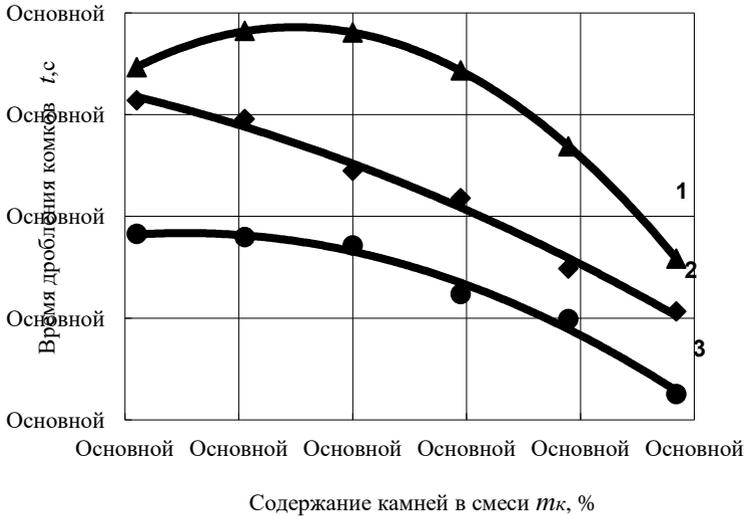


Рис. 1. Зависимость времени дробления комков от процентного содержания камней в смеси при частоте вращения валов с дисками, об/мин: 1 – 90; 2 – 110; 3 – 135.

Повышение количественного содержания в смеси камней во всех вариантах частот вращения дисков приводит к снижению времени дробления комков глины. С изменением концентрации каменного материала от 2% до 92% происходило уменьшение времени измельчения комков на 39 % при вращении дисков - 90 об/мин (кривая 1), на 46% при 110 об/мин (кривая 2) и на 50% при 135 об/мин (кривая 3). Существенная интенсификация процесса разрушения комков глины с увеличением концентрации каменного материала в разделяемой смеси происходила за счет дополнительного ударного воздействия на комки со стороны камней, как и предполагалось ранее.

Таким образом, сужение рабочей поверхности валкового сепаратора по мере продвижения разделяемой смеси позволит интенсифицировать процесс разрушения почвенных комков за счет увеличения концентрации камней. Это, одновременно, приведет не только к снижению

массы валкового сепаратора, но и к уменьшению его приводной мощности. Такая конструкция валкового сепаратора, в случае использования на камнеуборочных машинах, позволит уменьшить их металлоемкость и энергоемкость с одновременным повышением эффективности разделительного процесса при очистке каменного материала от почвенных примесей.

Список литературы

1. Боршов Т.С., Гинтовт И.А. Культуртехника в Нечерноземной зоне. – М.: Колос, 1981. 253 с.
2. Лифлянский В.Ш. Машины для очистки почвы от мелких камней / В.Ш. Лифлянский, Д.П. Ленский, Д.К. Глинка // Техника в сельском хозяйстве. 1981. – № 9. – С. 26-27.
3. Каблуков Г.В. Изыскание и исследование рабочих органов машин для уборки мелких камней: дис. ... канд. техн. наук: М., 1977. 143 с.
4. Пат. 2297286 РФ, МПК В 07 В 1/16. Сепарирующее устройство / Кондратьев А.В., Кочкян С.М., Сенокосов Ю.А., Лебедев А.С. // Заявл. 29.03.2005. Опубл. 20.04.2007, Бюл. № 11. 3 с.
5. Пат. 2366517 РФ, МПК В 07 В 1/16. Сепарирующее устройство / Кондратьев А.В., Ионкин А.В., Кочкян С.М., Смородов С.П., Вовченко И.С. // Заявл. 15.05.2008. Опубл. 10.09.2009, Бюл. № 25. 4 с.

УДК 62-82-021.475.4

РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ ГИДРОПРИВОДА ОДНОКОВШОВОГО ЭКСКАВАТОРА НА ПРИМЕРЕ ЭО-4121

Конеv В.В.¹

1. ФГБОУ ВО Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень

Предложен способ прогрева гидродвигателей машин для земляных работ, эксплуатируемых в условиях Севера при низких отрицательных температурах окружающего воздуха. Оценена работоспособность и эффективность прогрева на основе расчетных данных на примере одноковшового гидравлического экскаватора. Предложенные подходы позволяют снизить потери давления в гидроприводе машин для земляных работ при их пуске, повысить ресурс.

Ключевые слова: гидропривод, гидродвигатели, низкие отрицательные температуры, машины для земляных работ.

CALCULATION OF THERMAL PREPARATION OF A HYDRAULIC DRIVE OF A SINGLE BUCKET EXCAVATOR USING THE EXAMPLE OF EO-4121

Konev V.V.¹

*1. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education
Tyumen Industrial University, Tyumen*

A method has been proposed for warming up the hydraulic motors of excavation machines operating in the North at low negative ambient temperatures. The performance and efficiency of warming up are assessed based on calculated data using the example of a single-bucket hydraulic excavator. The proposed approaches make it possible to reduce pressure losses in the hydraulic drive of excavation machines during their startup and increase their service life.

Key words: hydraulic drive, hydraulic motors, low negative temperatures, machines for excavation work.

Общая методика работы заключается в использовании комплексного метода исследований, состоящего из теоретического (аналитического) и экспериментальных методов.

Теоретический метод исследования заключается в составлении математического описания объекта исследования с последующим анализом свойств и характеристик математической модели с приложением их к объекту. Одноковшовый экскаватор относится к сложным объектам машин для земляных работ (МЗР), имеющим большое число внешних воздействий, которые не всегда таким образом выражены аналитически на основе обычных математических преобразований. Нагрузки, действующие на экскаватор могут иметь различный характер и сочетаться в многочисленных (иногда случайных) комбинациях, приводя к необходимости предварительного обобщения случаев взаимодействия рабочего органа с грунтом (в рамках исследуемого вопроса); кроме того, грунт, как среда, взаимодействующая с рабочим органом, отличается разнообразием свойств и зависимостью их от многочисленных факторов, не всегда поддающихся учету и аналитическому описанию [1,2].

Все это вносит определенные погрешности в математическую модель, поскольку определение ее ведет к некоторой идеализации и «усреднению» реальных физических процессов, «приведения» реального объекта к физической модели его, по которой на основе законов механики, гидравлики, аэродинамики и определяется математическая модель.

Таким образом, математическая модель сложного объекта, которым является одноковшовый экскаватор, очевидно имеет погрешность в сравнении с реальными процессами. Это ставит задачу по решению

вопроса об обосновании принятых допущений (т.е. о корректности идеализации исследуемого объекта) и о достоверности и точности результатов проводимых исследований.

При успешном решении этих вопросов аналитический метод исследования обладает рядом достоинств, позволяя при допустимой универсальности модели проводить исследования в большом объеме данных с варьированием разных параметров в диапазоне, затрудненном, либо неоправданном экономически при исследовании непосредственно на натурном объекте. Кроме того, использование этого метода позволяют получить численные характеристики модели, ее уточнения и определить степень влияние параметров конструкции на характеристики.

Для подогрева рабочей жидкости в гидроприводе экскаватора ЭО-4121 предлагается исследовать систему подогрева рабочей жидкости в гидробаке и последующий прогрев гидроцилиндров, при обеспечении в конструкции его в стадии тепловой подготовки неподвижность поршня [3].

Для замены рабочей жидкости в гидроцилиндрах был выбран способ с использованием перепускной трубы [3]. В данном способе прогрева гидроцилиндра используется принцип замены холодной рабочей жидкости в гидроцилиндре на прогретую, поступающей из гидробака, прогреваемого выхлопными газами ДВС.

При этом возможны два контура движения рабочей жидкости схемы которых при расчете нужно рассмотреть: 1. Через перепускную трубу из поршневой в штоковую полость гидроцилиндра. 2. Создавая давление в поршневой полости гидроцилиндра создавать усилие на поршень и выдвигать шток.

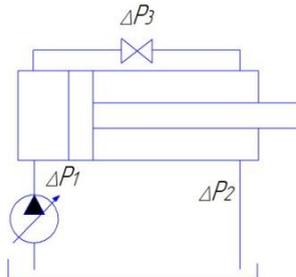


Рис.1. Схема распределения давления на рассматриваемых участках гидропривода: P1, P2, P3- соответственно – давление в гидрочастоте напорной, обводной, сливной

По первой схеме движения жидкости в модернизированной системе при прогреве гидропривода жидкостью преодолевается сопротив-

ление по рисунку трубопроводе ΔP_3 и сопротивление в сливном трубопроводе ΔP_2 (на участке от штоковой полости гидроцилиндра до гидробака).

Сопротивление рассчитывается по формуле:

$$P' = \Delta P_3 + \Delta P_2$$

По второй схеме движения жидкости в модернизированной системе при прогреве гидропривода препятствует в бесштоковой полости гидроцилиндра сопротивление слива, которое приводится к активной площади штоковой полости на поршень, которое определяется по формуле:

$$\Delta R_2 = (F_n - F_w) / F_n,$$

где, F_n, F_w – соответственно, площадь поршня, штока, m^2 .

Реакция на штоке, приведенная к площади (R/F_n) и трение поршня о стенки цилиндра имеют малое значение, поэтому не учитываются в расчетах. Тогда, общее сопротивление по второй схеме движения жидкости составит:

$$P'' = \Delta P_2 (F_n - F_w) / F_n + R / F_n.$$

Соответственно, рабочая жидкость в модернизированном гидроцилиндре с обводным трубопроводом поступит по перепускной трубе при соблюдении условия:

$$\Delta P_2 \times (F_n - F_w) / F_n + R / F_n > \Delta P_3 + \Delta P_2. \quad (1)$$

Проверка выполнения условия (1) осуществляется по силе реакции в гидроцилиндрах и по потере давления в гидросистеме с разными температурами рабочей жидкости соответственно:

- при минус $40^\circ C$ (до подогрева гидропривода);
- при плюс $50^\circ C$ (после подогрева гидропривода).

По расчетной схеме 1 (рисунок 2) определяются реакции в гидроцилиндрах стрелы от веса рабочего оборудования экскаватора [4].

Для этого составляется сумма моментов сил, действующих относительно точки «А»:

$$\sum M_A = 0.$$

Проводится, по указанному выше, определение суммы моментов одноковшового экскаватора по сумме моментов от действующих сил:

$$R_{y_1} \cdot a = G_{ст_1} l_{ст_1} + G_{ст_3} l_{ст_3} + G_{ст_2} l_{ст_2} + G_p l_p + G_k l_k + G_{y_1} l_{y_1} + G_{y_2} l_{y_2} + G_{y_3} l_{y_3}$$

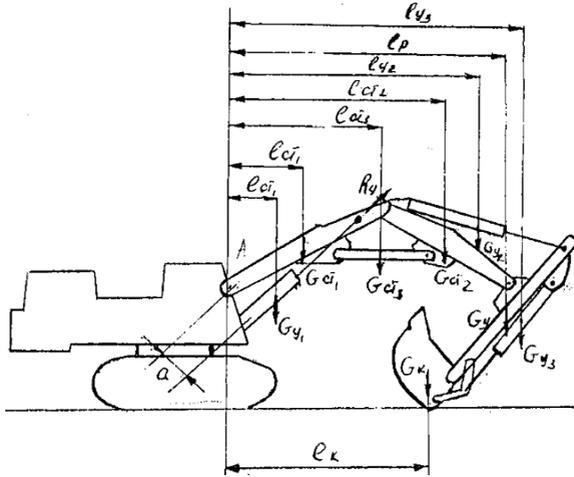


Рис. 2. Расчетная схема 1

Реакция в гидроцилиндрах стрелы (R_{y1}) определяются:

$$\frac{G_{ст1}l_{ст1} + G_{ст3}l_{ст3} + G_{ст2}l_{ст2} + G_p l_p + G_k l_k + G_{y1} l_{y1} + G_{y2} l_{y2} + G_{y3} l_{y3}}{0,9} =$$

$$= \frac{16,762}{0,9} = 18,624 \text{ тс.}$$

Реакция в одном цилиндре стрелы (R_{y1}) составит:

$$\frac{18,624}{2} = 9,312 \text{ тс}$$

Определяется реакция в гидроцилиндре рукоятки (R_{y2}). Составляется сумма моментов сил относительно точки «В» (рисунок 3 Расчетная схема 2).

$$\sum M_B = 0$$

$$R_{y2} \cdot b + G_k l_2 = G_{y3} l_{y3};$$

$$R_{y2} = \frac{G_{y3} l_{y3} - G_k l_2}{b} = \frac{0,232 \cdot 0,15 - 1,075 \cdot 1,58}{0,99} = -1,681 \text{ тс}$$

Определяется реакция в гидроцилиндре ковша (R_{y3}). Составляется сумма моментов всех сил относительно точки «С» (рисунок 4 - расчетная схема 3).

$$\sum M_C = 0;$$

$$R_{y3} \cdot c = G_k l_3;$$

$$R_{y3} = \frac{G_k l_3}{c} = \frac{1,075 \cdot 0,68}{0,4} = 1,828 \text{ тс.}$$

Таким образом, определены реакции, действующие на штоки всех гидроцилиндров одноковшового экскаватора:

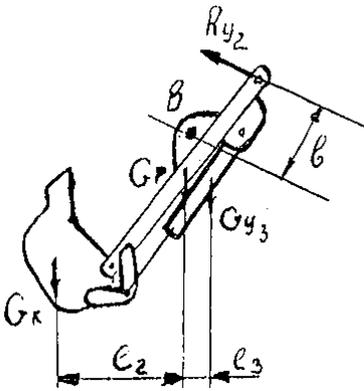


Рис. 3 - Расчетная схема 2

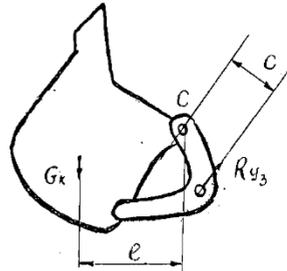


Рис. 4. Расчетная схема 3

- на шток гидроцилиндра стрелы реакция составляет: $R_{y_1} = 9,312$ тс.
- на шток гидроцилиндра рукояти реакция составляет: $R_{y_2} = 1,681$ тс.
- на шток гидроцилиндра ковша реакция составляет: $R_{y_3} = 1,828$ тс.

На экскаваторе применяются стальные бесшовные трубы и рукава высокого давления (РВД), по которым осуществляется подвод рабочей жидкости к гидродвигателям и гидроаппаратуре.

Число Рейнольдса (Re) определяется при температуре жидкости минус 40°C :

$$Re = 21,2 \times 10^3 \times Q/dv;$$

где, Q – расход жидкости, л/мин.; d – внутренний диаметр трубы, мм; v – кинематическая вязкость ВМГЗ (1000 сСт – при минус 40°C).

$$Re = 21,2 \cdot 10^3 \frac{330}{30 \cdot 1000} = 233,2$$

$\lambda = \frac{64}{Re}$ – безразмерный коэффициент потерь на трение, если, $Re < Re_{кр} = 2,300$, тогда $\lambda = \frac{64}{233,2} = 0,2743$.

Если $Re > Re_{кр}$, тогда $\lambda = \frac{220}{Re}$

Число Рейнольдса (Re) для РВД составит:

$$Re = 21,2 \cdot 10^3 \frac{330}{25 \cdot 1000} = 279,84$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{279,84} = 0,2287$$

Числа Рейнольдса (Re) и коэффициенты потерь на трение λ по результатам проведенных расчетов приведены в таблице 1.

Таблица 1

Числа Рейнольдса и коэффициенты потерь на трение

| Ø трубопровода (мм) | -40°C, $v = 1000$ сСт | | | | 5°C, $v = 50$ сСт | | | |
|---------------------|-----------------------|-----------|---------------|-----------|-------------------|-----------|---------------|-----------|
| | Q = 330 л/мин | | Q = 165 л/мин | | Q = 330 л/мин | | Q = 165 л/мин | |
| | Re | λ | Re | λ | Re | λ | Re | λ |
| 30 | 233,2 | 0,2743 | 116,6 | 0,5486 | 4664 | 0,0472 | 2332 | 0,0943 |
| 25 | 279,84 | 0,2287 | 139,92 | 0,4574 | 5596,8 | 0,0393 | 2798,4 | 0,0786 |
| 50 | 139,92 | 0,4574 | 69,96 | 0,9148 | 2798,4 | 0,0786 | 1399,2 | 0,1573 |

Для рабочих жидкостей при размерностях l - м, Q - л/мин, d - мм, v - сСт, потери давления на трение в круглой трубе рассчитываются по формуле:

$$\Delta P = 2 \cdot 10^3 v \frac{l Q^2}{d^5} \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \right)$$

Потери давления в местном сопротивлении определяются:

$$\Delta P = p \cdot 2,1 \cdot \xi \cdot \frac{Q^2}{d^4}$$

где, ξ – коэффициент, учитывающий местные сопротивления в элементах гидропривода [5].

Потери давления на трение от штоковой полости правого гидроцилиндра стрелы до разветвления потока определяется и составит:

$$\Delta P = 2 \cdot 10^3 \cdot 0,5486 \cdot \frac{1,43 \cdot 165^2}{30^5} = 1,7578 \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \right)$$

Потери давления на трение в рукаве на этом участке рассчитывается и составит:

$$\Delta P = 2 \cdot 10^3 \cdot 0,4574 \cdot \frac{1,0 \cdot 165^2}{25,5^5} = 2,5503 \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \right)$$

Потери давления на плавных коленах трубопроводов под углом меньше 90° составят:

$$\Delta P = 2 \cdot 2,1 \cdot 0,04 \cdot \frac{165^2}{30^4} = 0,0056 \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \right).$$

Потери давления в плавном колене трубопровода под углом 90° составят:

$$\Delta P = 2,1 \cdot 0,12 \cdot \frac{165^2}{30^4} = 0,0085 \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \right)$$

Потери давления в штуцерах составят:

$$\Delta P = 2 \cdot 2,1 \cdot 0,1 \cdot \frac{165^2}{25^4} = 0,0293 \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \right)$$

Из инструкции по эксплуатации ЭО-4121 по гидросхемам к их описанию и гидросхем ЭО-4121 определены местные сопротивления. Для удобства записи в расчетах, потери на трение и местные сопротивления, обозначаются принятыми ниже условными обозначениями:

- «-» - потери давления на трение в трубопроводе;
- Н – потери давления в рукавах на трение;
- L – потери давления в плавных коленах трубопровода под углом 90° ($\xi = 0,12$);
- V – потери давления в плавных коленах трубопровода под углом меньше 90° ($\xi = 0,04$);
- U – потери давления в плавных коленах рукавов под углом 180° ;
- С – потери давления в плавных коленах трубопровода ($\xi = 0,12$);
- Т – потери давления в штуцерах ($\xi = 0,1$);
- F – потери давления при входе или выходе из гидроцилиндра ($\xi = 0,8$);
- К – потери давления при сходящихся или расходящихся потоках жидкости ($\xi = 0,7 - 0,9$);

По проведенным расчетам получены результаты потерь давления в гидроприводе гидроцилиндров, которые представлены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты расчета потерь давления в гидроприводе гидроцилиндров

| Потери давления (сопротивления) $\left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}\right)$ | Стрела | Рукоять | Ковш | Совмещение |
|---|---------|---------|---------|------------|
| $\Delta P_1 (-40^\circ \text{C})$ | 14,6698 | 29,8836 | 42,9403 | 23,3034 |
| $\Delta P_1 (+5^\circ \text{C})$ | 3,9613 | 6,0084 | 8,5513 | 4,3789 |
| $\Delta P_2 (-40^\circ \text{C})$ | 12,1544 | 32,0068 | 41,9234 | 21,7529 |
| $\Delta P_2 (+5^\circ \text{C})$ | 2,2569 | 6,3484 | 8,3974 | 4,1171 |
| $\Delta P_3 (-40^\circ \text{C})$ | 2,0895 | 3,8105 | 3,1958 | 1,7207 |
| $\Delta P_3 (+5^\circ \text{C})$ | 0,5525 | 0,8590 | 0,4994 | 0,4992 |
| $\Delta P_2 \frac{F_n - F_{ш}}{F_n} (-40^\circ \text{C})$ | 8,2643 | 18,5639 | 24,3156 | 21,7529 |
| $\Delta P_2 \frac{F_n - F_{ш}}{F_n} (+5^\circ \text{C})$ | 1,5347 | 3,6821 | 4,8705 | 2,3879 |
| $\Delta P_2 + \Delta P_3 (-40^\circ \text{C})$ | 14,2439 | 35,8173 | 45,1192 | 23,4736 |
| $\Delta P_2 \frac{F_n - F_{ш}}{F_n} + \frac{P}{F_n} (-40^\circ \text{C})$ | 74,7439 | 29,4639 | 36,2156 | 33,6529 |
| $\Delta P_2 + \Delta P_3 (+5^\circ \text{C})$ | 2,8194 | 7,2074 | 8,8968 | 4,6163 |
| $\Delta P_2 \frac{F_n - F_{ш}}{F_n} + \frac{P}{F_n} (+5^\circ \text{C})$ | 62,0347 | 14,5821 | 16,7705 | 14,2879 |

Результаты расчетов потерь давления в гидроприводе одноковшового экскаватора показывают необходимость изменения режимов прогрета гидропривода МЗР при разных температурах окружающего воздуха.

Список литературы

- 1 Зеленин А. Н. Машины для земляных работ : учебное пособие для вузов / А. Н. Зеленин. – Москва : Машиностроение, 1975. - 422 с. - Текст : непосредственный.
- 2 Конев В.В. Совершенствование системы предпусковой тепловой подготовки двигателя землеройной машины (на примере двигателя экскаватора ЭО-4121А): дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04.- Тюмень, 2002. 137 с. - Текст : непосредственный.
- 3 Мерданов Ш. М. Гидроприводы строительно-дорожных машин для эксплуатации при низких температурах: монография / Ш. М. Мерданов, В. В. Конев, Г. Г. Закирзаков. – Тюмень : ТИУ, 2016. - 160 с. – Текст : непосредственный.
- 4 Гоберман Л. А. Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин / Л. А. Гоберман. – Москва : Машиностроение, 1988. - 464 с. - Текст : непосредственный.
- 5 Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта. – Москва : Машиностроение, 1982. - 423 с. - Текст : непосредственный.

УДК 681.2.08

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ РАЗГОНА ГИДРОЦИЛИНДРА В КАЧЕСТВЕ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО ПАРАМЕТРА

Кривченко Р.А.¹, Маслов Н.А.¹

1. ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск

В современной технике широкое распространение получил гидравлический привод. В ходе работы машин элементы гидропривода неизбежно изнашиваются, в том числе гидроцилиндры, поэтому необходимо проводить диагностику. В работе рассмотрена возможность использования продолжительности разгона штока гидроцилиндра при его диагностировании. Разработана принципиальная схема стенда для испытания гидроцилиндров и метод расчета их параметров.

Ключевые слова: гидравлический цилиндр, диагностика, гидропривод, испытательный стенд.

USING HYDRAULIC CYLINDER ACCELERATION DURATION AS A DIAGNOSTIC PARAMETER

Krivchenko R.A.¹, Maslov N.A.¹

1. Siberian State transport university, Novosibirsk

Currently, hydraulic drives have become widespread. During machine operation, hydraulic drive elements inevitably wear out, including hydraulic cylinders, so it is necessary to carry out diagnostics. The paper considers the possibility of using the acceleration duration of a hydraulic cylinder rod when diagnosing it. A schematic diagram of a stand for testing hydraulic cylinders and a method for calculating their parameters have been developed.

Key words: hydraulic cylinder, diagnostics, hydraulic drive, test stand.

Диагностику гидравлических цилиндров проводят на специальных стендах. Проверка гидроцилиндров на существующих стендах производится выдерживанием при статическом пробном давлении, из чего вытекает ряд недостатков. Большая длительность испытаний влечет за собой дополнительные энергозатраты, а большое количество измеряемых параметров увеличивает погрешность определения параметров цилиндра [1,2].

Для испытаний гидроцилиндров предложен стенд с инерционным приводом. На штоке гидроцилиндра закреплен дополнительный груз, ускорение штока a и масса подвижных частей m определяют силу инерции:

$$F = ma, \quad (1)$$

Ускорение штока гидроцилиндра при постоянном давлении в напорной линии имеет вид:

$$a = v/t_p, \quad (2)$$

где v – установившаяся (конечная) скорость штока гидроцилиндра; t_p – продолжительность разгона от нулевой скорости до конечной.

Диагностическим параметром, характеризующим общее техническое состояние гидроцилиндра и эффективность его функционирования, является его полный КПД:

$$\eta = \frac{P^{вых}}{P^{вх}} = \frac{F v}{(p^{вых} - p^{вх}) Q^{вх}} \quad (3)$$

где $P^{вых}$ и $P^{вх}$ – мощности на выходе (на штоке) и входе (в напорной линии) гидроцилиндра; F – усилие на штоке и скорость штока гидроцилиндра; $p^{вых}$ и $p^{вх}$ – избыточное (манометрическое) давление жидкости в напорной и сливной линиях; $Q^{вх}$ – расход жидкости в напорной линии гидроцилиндра.

Теоретический расход жидкости

$$Q^{\alpha} = vA, \quad (4)$$

где A – площадь поршня гидроцилиндра.

Информативность параметра диагностирования существенно снижается при использовании измерительных средств недостаточно высокого класса точности. Если нет возможности применить измерительные средства высокой точности или это неприемлемо удорожает стенд, следует использовать метод диагностирования с меньшим числом измеряемых величин [3]. Так, в качестве параметра диагностирования можно использовать время t_p разгона штока гидроцилиндра.

Для таких испытаний предложен стенд (рис. 1), который включает в себя насос 1; всасывающую (2), напорную (3) и сливную (4) линии; бак 5 с рабочей жидкостью; фильтр 6, установленный во всасывающей линии 2; предохранительный клапан 7, соединенный входом с напорной линией 3, а выходом — со сливной линией 4; трехпозиционный четырехлинейный распределитель 8; гидроцилиндр 9 с закрепленным на его штоке дополнительным грузом 10; измерительную систему 11, состоящую из датчика линейного перемещения 12, соединенного со штоком гидроцилиндра 9, датчика 13 давления рабочей жидкости, установленного в напорной линии 3 и датчика 14 давления, установленного в сливной линии 4. Датчик подсоединены к микроконтроллеру 15, соединенному с компьютером 16. Насос 1 приводится в действие двигателем 17.

Стенд, работает следующим образом. Гидравлическая жидкость через фильтр 6 поступает в насос 1 и затем через распределитель 8 подается в рабочую полость гидроцилиндра 9. По времени разгона штока гидроцилиндра с дополнительным грузом 10 можно судить о состоянии гидроцилиндра. Время разгона фиксируется до достижения установившегося значения. Для определения скорости используется датчик линейного перемещения 12 и микроконтроллер 15, который вычисляет скорость штока. Полученный результат передается в компьютер 16 и записывается.

Предложенный инерционный способ нагружения имеет преимущества перед другими благодаря меньшей продолжительности нагружения, что обусловлено отсутствием необходимости выдерживания гидроцилиндра под нагрузкой. При этом способе нагружения достаточно измерять время и скорость штока, что снижает стоимость измерительной системы испытательного стенда. Повышение точности, за счет уменьшения измеряемых параметров [4].

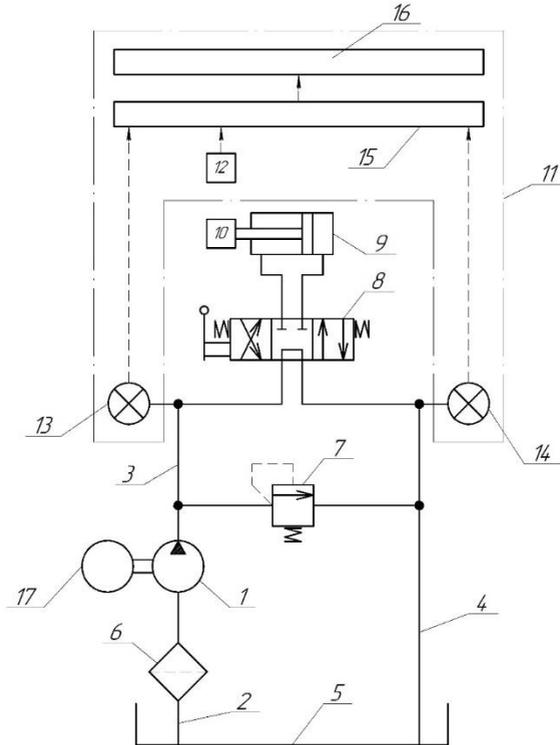


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема стенда:

1 – насос; 2, 3, 4 – всасывающая, напорная и сливная линии соответственно; 5 – бак; 6 – фильтр; 7 – предохранительный клапан; 8 – распределитель; 9 – гидроцилиндр; 10 – груз; 11 – измерительная система; 12 – датчик линейного перемещения; 13, 14 – датчики давления; 15 – микроконтроллер; 16 – компьютер; 17 – двигатель

При подстановке в формулу (3) зависимостей (1), (2) и (4) получим зависимость, связывающую КПД гидроцилиндра с продолжительностью разгона до установившейся скорости, массой, а также с параметрами подведенного потока жидкости:

$$\eta = \frac{v}{t_p} k, \quad (5)$$

где k – константа, характеризующая параметры массы, гидроцилиндра и подведенного потока жидкости.

$$k = \frac{m}{(p^{6blx} - p^{6c})A} . \quad (6)$$

Давление на выходе насоса обеспечивается настройкой предохранительного клапана 7, а контроль давлений p^{6blx} и p^{6c} датчиками 13 и 14.

Микроконтроллер определяет значение η , по которому судят о качестве изготовления или ремонта гидроцилиндра, степени его энергетической эффективности.

Рассчитаем требуемую массу подвижных частей гидроцилиндра. Мощность на штоке гидроцилиндра при установившейся скорости штока находим по формуле:

$$P^{6blx} = P^{6c} / \eta = (p^{6blx} - p^{6c})Q^{6c} / \eta = mav . \quad (7)$$

Из выражения (7) с учетом выражений (2) и (4), а также равенства $\Delta p = (p^{6blx} - p^{6c})$ получим требуемую суммарную массу подвижных частей гидроцилиндра:

$$m = \frac{\Delta p Q^{6c}}{a\eta} = \Delta p A t_p . \quad (8)$$

Результаты расчетов по формуле (8) для гидроцилиндра навески трактора МТЗ со следующими параметрами $p^{6blx} = 16 \text{ МПа}$, диаметр поршня $D = 100 \text{ мм}$, номинальная скорость штока $v = 0,15 \text{ м/с}$ и с учетом того, что $A = \pi D^2 / 4$ приведены в таблице 1.

Результаты расчетов коэффициента k по формуле (6) при исходных данных таблицы 1 и $p^{6c} = 0$ приведены в таблице 2.

Согласно формуле (5) продолжительность разгона штока цилиндра до установившейся скорости по формуле:

$$t_p = \frac{v}{\eta} k . \quad (9)$$

Результаты расчета времени t_p по формуле (9) при $\eta = 0,93$ (КПД нового гидроцилиндра), $\eta = 0,85$ (минимально допустимое значение) и $\eta = 0,65$ (предельное состояние) приведены в таблице 3.

Таблица 1

Результаты расчета массы подвижных частей

| $P^{обмх}$, МПа | A , см ² | U , м/с | η | Масса m , кг при продолжительности разгона t_p , с | | | | | | | | | | | |
|---------------------|--------------------------|--------------|--------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 15 | 20 |
| 16 | 11,6 | 0,15 | 0,93 | 0,78 | 1,56 | 2,34 | 3,11 | 3,89 | 4,67 | 5,45 | 6,23 | 7,01 | 7,79 | 11,7 | 15,6 |

Таблица 2

Результаты расчета коэффициента K

| η | Коэффициент k для масс из таблицы 1 | | | | | | | | | | | |
|--------|---------------------------------------|------|------|------|----|------|------|------|------|----|----|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 15 | 20 |
| 0,93 | 6,2 | 12,4 | 18,6 | 24,8 | 31 | 37,2 | 43,4 | 49,6 | 55,8 | 62 | 93 | 124 |

Таблица 3

Результаты расчета продолжительности разгона

| η | Продолжительность разгона t_p , с до конечной скорости при коэффициенте k | | | | | | | | | | | |
|--------|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 6,2 | 12,4 | 18,6 | 24,8 | 31 | 37,2 | 43,4 | 49,6 | 55,8 | 62 | 93 | 124 |
| 0,93 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 15 | 20 |
| 0,85 | 1,09 | 2,19 | 3,28 | 4,38 | 5,47 | 6,56 | 7,66 | 8,75 | 9,85 | 10,9 | 16,4 | 21,9 |
| 0,65 | 1,43 | 2,86 | 4,29 | 5,72 | 7,15 | 8,58 | 10,0 | 11,4 | 12,9 | 14,3 | 21,5 | 28,6 |

Полный КПД гидроцилиндра при номинальном давлении 16 МПа находится в диапазоне $\eta = 0,91 \dots 0,95$ при разгоне массы $m = 2,34$ кг в течение $t_p = 3 \dots 3,28$ с, в диапазоне, $\eta = 0,85 \dots 0,65$ при разгоне за $t_p = 3,28 \dots 4,29$ с. Таким образом можно рассчитать время разгона t_p для других значений η и по величине экспериментально определенного времени разгона t_p судить о значении КПД гидроцилиндра.

Учитывая вышеизложенное, можно говорить о том, что, используя инерционный метод нагружения в виде дополнительного груза, закрепленного на штоке гидроцилиндра и измерительную систему можно определить полный КПД гидроцилиндра по продолжительности разгона до установившейся скорости.

Список литературы

1. ГОСТ 18464-96. Гидроприводы объемные. Гидроцилиндры. Правила приемки и методы испытаний. – Введ. 2002–01–01. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2001. – 12 с.
2. Алексеева Т.В., Бабанская В.Д., Башта Т.М. и др. Техническая диагностика гидравлических приводов. М.: Машиностроение. 1989. — 263 с.
3. Маслов Н.А., Казаченко Я.О. Метрологическое обеспечение стенда для испытаний насосов с инерционным приводным устройством // Главный механик. – 2013. – № 4. – С. 34–41.
4. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. М., 1972. 381 с.

УДК 001.895:629.33

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СИСТЕМЫ ИННОВАЦИОННЫХ НИШ В СФЕРЕ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

Луговнина Е. К.¹, Габдуллин Т.Р.¹, Кафиев И.Р.²

1. ФГБОУ ВО Казанский государственный архитектурно-строительный университет, г. Казань
2. ФГБОУ ВО Башкирский государственный аграрный университет, г. Уфа

В статье предлагается экономическое исследование перспективных систем инновационных ниш в сфере автомобилестроения. На данный момент производство транспортных средств в России падает в следствии того, что промышленность в период действующего мирового экономического кризиса оказалась одной из наиболее «пострадавших» отраслей экономики. Производство легковых автомобилей в 2022 сократилось на 50% по сравнению с 2021 годом. Выпуск автомобилей иностранных брендов составил 44,757 тыс. шт.

Ключевые слова: инновация, автомобилестроение, перспектива развития, доля рынка.

PROMISING SYSTEMS OF INNOVATIVE NICHE IN THE AUTOMOTIVE INDUSTRY

Lugovnina E.K.¹, Gabdullin T.R.¹, Kafiev I.R.²

1. Kazan State University of Architecture and Engineering, Kazan
2. Bashkir State Agrarian University, Ufa

The article proposes an economic study of promising systems of innovative niches in the automotive industry. At the moment, the production of vehicles in Russia is falling due to the fact that the industry during the current world economic crisis turned out to be one of the most “affected” sectors of

the economy. Passenger car production in 2022 decreased by 50% compared to 2021. The output of cars of foreign brands amounted to 44.757 thousand units.

Key words: innovation, automotive industry, development prospects, market share.

Автомобильная промышленность — отрасль промышленности, осуществляющая производство безрельсовых транспортных средств, преимущественно с двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

Частично включает в себя подотрасли:

- моторостроение;
- производство комплектующих (важнейшее — шинная промышленность, также — автомобильная электроника);
- производство технологического оборудования (станкостроение и роботостроение).

В автомобилестроении велика доля капитальных затрат, а также расходов на рабочую силу.

На внешнем рынке основную долю производства автомобилей контролировали крупные международные концерны, такие как General Motors (Opel, Daewoo, Vauxhall, Holden, GMC, Chevrolet, Cadillac и Buick, Chevrolet Niva) — объединение стран производителей, Volkswagen Group (Seat, Skoda, Bentley, Lamborghini, Porsche, Audi, Bugatti и Scania), Daimler AG (Smart, Maybach Mercedes и Benz) и BMW (BMW, MINI и Rolls-Royce) — Федеративная Республика Германия, Renault-Nissan (Samsung, Infiniti, Nissan, Dacia и АвтоВАЗ) — франко-японский альянс, Toyota Motors (Subaru, Daihatsu, Scion, Lexus и Hino), Honda (Honda, Acura) — Япония, Hyundai-KIA (KIA, Hyundai и Genesis) — корейский автомобильный альянс. Эти же фирмы активно внедрялись на российский рынок. Многие зарубежные компании более ста лет производят автомобильное оборудование и имеют большой опыт в проектировании, производстве, продаже, гарантийном и постгарантийном обслуживании. Имея финансовые возможности, они открывают свои представительства во всех странах СНГ.

В результате такой политики западных компаний ежегодно уменьшается доля рынка российских производителей автомобилей. Так, например, за последние 3 года производство автомобилей в России упало с 10 на 20 место в общемировом рейтинге производства транспортных средств и в 2022 году доля рынка составляет всего 0,8 %.

Продажи российской дорожно-строительной техники в первом квартале 2023 года выросли на 24 %, но эти цифры не дают большого

повода для оптимизма. Рост только в сравнении с провальным 2022 годом, когда продажи техники упали на треть, но и в этом году проблемы со сбытом остаются у небольших игроков.

За первый квартал отечественные машиностроители нарастили продажи дорожной техники на 24 %, до 17,7 млрд рублей, а выпуск – на 30 %, до 19,9 млрд рублей. Отгрузка экскаваторов на внутренний рынок выросла в 5,9 раза, кранов-трубоукладчиков – в 3 раза, мини-погрузчиков – на 22 %, катков – на 14 %, фронтальных погрузчиков – на 1 %.

При этом, несмотря на заявленный рост продаж, остается критическая ситуация. Так, отгрузка экскаваторов-погрузчиков сократилась на целых 73 %, кранов-манипуляторов – на 23 %, автогрейдеров – на 22 %, а гусеничных бульдозеров – на 19 % [1].

Некоторые предприятия жалуются на проблемы с рабочими и специалистами, а также на отсутствие комплектующих - не успели заместить выпуск в достаточных объемах. В ассоциации "Росспецмаш" считают, что необходимо выделять не менее 10 млрд рублей ежегодно в виде грантов на выпуск комплектующих. К тому же на рынке "поджимают" дешевые китайские конкуренты. Дилеры ДСТ из КНР ждут к концу года роста продаж до 20 %.

Сейчас востребованность на технику способствует реализация инфраструктурных проектов и стремление успеть закупить технику по программе льготного лизинга (госпрограмма для бизнеса от Министерства промышленности и торговли РФ. Она позволяет индивидуальным предпринимателям и юридическим лицам взять в долгосрочную аренду автотранспорт, оборудование или спецтехнику, компенсируя часть затрат из гос. бюджета), но некоторые производители считают, что уже к концу года ситуация изменится.

Правительство рассматривает вопрос о дополнительном субсидировании продаж российских седельных тягачей, чтобы защитить отечественных производителей от конкуренции с китайскими. Речь идет о льготном лизинге техники, а также о скидке на авансовый платеж.

Программа лизинга автомобилей, включая тягачи, уже действует, пока по ней продано более 4200 автомобилей на 1,3 млрд рублей субсидии. Однако общий бюджет программы составляет всего 2 млрд рублей. Казалось бы, еще остается 0,7 млрд, но на самом деле средства уже фактически исчерпаны. У лизингодателей есть запасы, но они уже забронированы под конкретные сделки, а новые заявки из розницы уже больше недели не принимают.

В России работает **несколько программ льготного кредитования:**

- **"Российский тягач"** действует для организаций, заключающих договор лизинга на приобретение магистральных седельных тягачей КамАЗ.

- **"Российский фермер"** предназначена для субсидирования лизинга для организаций, признанных сельскохозяйственными товаропроизводителями.

- **"Свое дело"** подходит для представителей малого и среднего предпринимательства.

Субсидия по этим программам идёт в зачёт первоначального взноса по лизингу. Размер льготы может достигать 12,5 %, но не должен превышать 625 тысяч рублей на одну единицу техники. До санкционного 2022 года около 50 % продаж приходилось на европейские бренды, но теперь их долю заняли китайские грузовики, которые выигрывают за счет цены. И именно в условиях конкуренции с "китайцами" участники рынка считают необходимым поддержать субсидиями отечественного производителя.

В январе увеличить поддержку льготного лизинга в 5 раз попросили и производители спецтехники. Ассоциация «Спецавтопром» попросила у правительства дополнительно 4 млрд рублей на программу льготного лизинга в 2023 году.

В январе 2023-го на долю китайских производителей новой техники пришлось более 70 % предложения на рынке, а новых экскаваторов - свыше 75 %.

При этом только год назад доля китайской продукции составляла порядка 40 %, а на рынке экскаваторов – около 60 %.

В топ самых популярных брендов вошли XCMG, LiuGong, Shantui, "Завод Дорожных Машин", Mesda, Ammann, "ОЗБТ", Zoomlion, Bomag и "КАМАЗ".

В то время как британский производитель сельхозтехники CNH Industrial покидает Россию, китайцы выходят на рынок и планируют строить новый завод полного цикла в Башкортостане. Компания Zoomlion собирается открыть сначала крупноузловую сборку тракторов для сельского хозяйства, а впоследствии начать и локализованное производство. Свою технику она выпускает и продает под брендами Zoomlion, NakataZoomlion, Puyuan, Zhongbiao, M-Тес, CIFA и Powermole.

На первом этапе проекта в Башкортостане будет создана сборочная площадка для выпуска наиболее востребованных тракторов на российском рынке - машин серии RN и RS.

Еще в прошлом году дилерская сеть китайского производителя в России покрывала 44 региона — в Южном и Центральном округах,

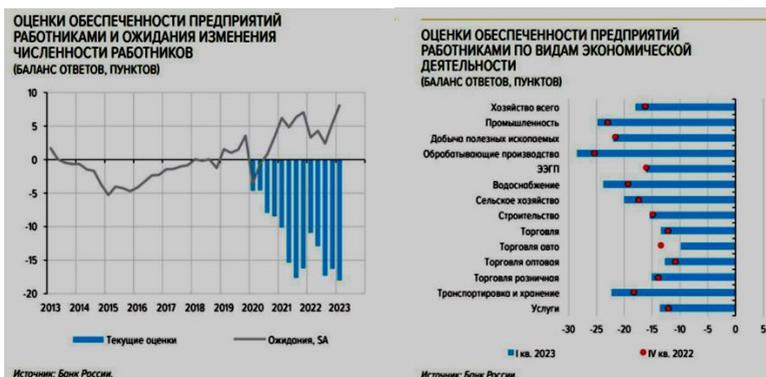
Уральском регионе и Сибири, а в планах компании было расширение присутствия до 60 регионов. Тогда же сельхоз-подразделение компании ZoomlionAgricultureMachinery Co. объявило о намерении сделать Россию вторым домашним рынком бренда.

И если сельхозтехника будет производиться в России, то строительную могут поставлять из Белоруссии. Под Минском заложили символический камень в фундамент будущего завода, а совместное предприятие Zoomlion и МАЗ уже сертифицировало два автомобильных крана грузоподъемностью 40 и 60 тонн, а также коммунальный автомобиль.

Начать строительство предприятия в белорусском индустриальном парке "Великий камень" планировали еще в 2016 году, но в итоге сдвинули сроки на 2023. Возможно, и России не стоит ожидать быстрого появления производства.

Zoomlion Heavy Industry Science and Technology Company Limited - крупный производитель сельскохозяйственной, погрузочной, санитарной и пожарной техники, а также тяжёлых грузовиков, входящий в ТОП-5 мировых производителей строительной техники.

Российские компании зафиксировали рекордную с 1998 года нехватку кадров (рисунок 1), следует из исследования ЦБ "Мониторинг предприятий", в котором приняли участие 14 тысяч работодателей из нефинансовых секторов экономики.



а)

б)

Рис. 1. Графики обеспеченности предприятий работниками: (а) ожидания изменения численности; (б) по видам экономической деятельности [2]

Как выяснилось, больше всего в работниках нуждается промышленность.

- наиболее острая нехватка кадров (минус 28 баллов) на обрабатывающих производствах;
- у предприятий промышленности минус 25 баллов;
- в водоснабжении этот показатель составил минус 23 балла;
- в добыче полезных ископаемых, транспортировке и хранении одинаковые показатели - по минус 22 балла.

Наименьший дефицит сотрудников в продажах автомобилей, оптовой торговле и сфере услуг - минус 10, минус 13 и минус 14 баллов соответственно.

Причина нехватки работников не только в отсутствии людей, но и в нагрузке на отрасль. Например, в сельском хозяйстве проблема в том, что среди водителей тракторов 50...60 % пенсионеров, молодое поколение не хочет работать в сельском хозяйстве.

Доля молодых людей на рынке труда сейчас не превышает и 30 %. Приходится бороться за молодежь, переманивать её более высокой оплатой труда - номинальные зарплаты в январе этого года выросли на 12,6 % к январю 2022-го. При этом ЦБ фиксирует позитивные ожидания работодателей от перспектив найма в ближайшие месяцы. Они связаны с сезонным выходом на рынок труда новых специалистов, заканчивающих колледжи и вузы.

Решение о продаже своих российских активов за \$60 млн транснациональная корпорация CNH Industrial приняла после приостановки поставок в страну в марте 2022 года. Компания производит и продает сельхозтехнику Case IH, New Holland и Steyr, а также экскаваторы, бульдозеры и прочие машины для строительства под брендами Case Construction и New Holland Construction.

В России CNH Industrial владела производственными площадками для сельского хозяйства и строительного оборудования, офисом в Москве и складом запчастей, на которых работало около 200 человек. По итогам 2021 года выручка компании в нашей стране составила \$380 млн. В начале 2022 было объявлено о серьезном увеличении производства сельхозтехники на заводе в Набережных Челнах.

На предприятии провели модернизацию окрасочного комплекса и сварочных технологий, а более 30 % производства локализовали. В конце января прошлого года руководство Росагролизинга заключило соглашение о развитии партнерства с CNH. Дальнейшие планы развития, локализации и сотрудничества компания решила пересмотреть.

В релизе о продаже российских активов компании не называет покупателя. Судя по всему, CNH Industrial ушла с российского рынка лишь частично (рисунок 2).

Техника поставляется в страну по параллельному импорту, обслуживание уже проданных машин также не остановлено. Официальный дилер Case IH и New Holland в апреле объявил об открытии нового сервисного центра и начале поставок оригинальных запчастей под брендом INTERBOX для постгарантийного обслуживания.

В связи с этим отечественным автомобилестроителям необходим поиск преимуществ в экономических секторах и нишах, обеспечивающих относительно высокую прибыль при реализации товаров и услуг на рынке. Значительная доля (диаграмма 1) в высоко-прибыльных секторах является предпосылкой для воспроизводства технологического лидерства и роста благосостояния и, соответственно, социального равновесия.

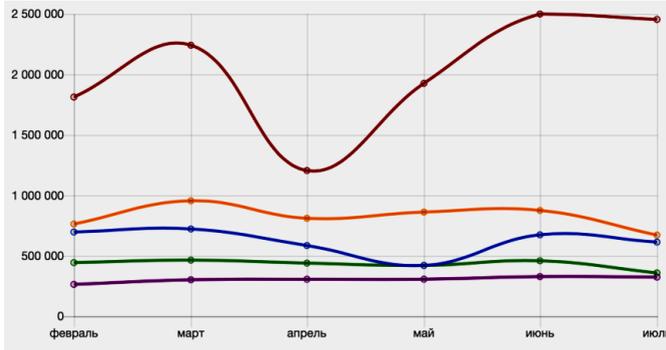


Рис. 2. График мирового производства автомобилей в течение 6 месяцев 2022 года: Китай, США, Япония, Индия и Южная Корея – соответственно линии сверху вниз



Рис. 3. Диаграмма мирового производства автомобилей в течение 6 месяцев 2022 года

Поиск перспективных инновационных ниш и реализация проектов по их занятию становятся приоритетным для отрасли автомобилестроения. Создание качественно новых продуктов и прорывных технологий не самоцель - инновации эффективное средство в решении стратегических целей отрасли.

УАЗ презентовал своего Геркулеса с двумя двигателями

"Геркулес 6530", предназначенный для городских служб ЖКХ, представили на Международной специализированной выставке "ЖКХ России 2023" в Санкт-Петербурге. Машина построена на базе УАЗа «Профи», который оснащен стандартным 2,7-литровым бензиновым мотором и 5-ступенчатой механической коробкой передач.

Помимо бензинового двигателя, у "Геркулеса" за кабиной установлен 58-сильный дизельный мотор, благодаря которому огромный пылесос может очищать пространство шириной до 2,5 метра со скоростью до 18 км/ч. Также в стандартное оснащение машины входят бункер для мусора объемом 1,5 м³ и бак 0,25 м³ для воды. На новую коммунальную технику можно также установить мойку высокого давления, систему кругового обзора, отвал, песок-разбрасыватель и т.д. Относительно небольшую машину можно использовать для уборки дворовых территорий и парков.

КАМАЗ показал новый седельный тягач со старой кабиной.

ПАО "КАМАЗ" представил на форуме-выставке "Госзаказ" седельный тягач КАМАЗ-54901 поколения К5. Внешне он не отличается от дореформенной версии машины, но собран с применением новых агрегатов отечественного производства.

В обновленный грузовик установлен новый двигатель КАМАЗ-910.15-450 (Евро-5) рабочим объемом 12 л, мощностью 450 л. с. и крутящим моментом 2300 Н×м. На прежней версии грузовика устанавливалась коробка передач ZF Трахон и задний мост Daimler HL6, в этом автомобиле они заменены на новые агрегаты, происхождение которых на заводе пока не раскрыли. Изменения позволили увеличить межсервисный интервал до 120 тыс. км, а ресурс двигателя — до 1,5 млн км.

В кабине грузовика установили новый бортовой компьютер с сенсорным дисплеем диагональю 10". С его помощью можно не только контролировать параметры автомобиля, но и управлять отопителем кабины и предпусковым подогревателем, использовать радио и системы громкой связи, смотреть видео online или offline.

T500 ушел в серию.

Компания Ростсельмаш запустила в серийное производство свой новый зерноуборочный комбайн T500. Комбайн 6 класса предназначен

для уборки всех основных культур и способен обработать за сезон свыше 1300 га.

На машину установлена система обмолота Tetra Processor, которая позволит справиться с уборкой на сложных агрофонах, а также система очистки OptiFlow. Производительность агромашины — до 30 т в час основного времени на зерновых культурах. Площадь обмолота — 3 м². Собранный урожай собирается в бункер объемом 9 300 литров, а выгрузка из него осуществляется менее чем за две минуты.

Приводит в движение комбайн двигатель ЯМЗ 536 на 360 л.с, а бак на 850 литров позволяет обеспечить работу без дозаправки почти в две смены. В кабине установлены штатные электронные помощники — информационно-голосовая система Adviser IV и платформа Агротроник. Модель T500 компания презентовала еще в прошлом году, но тогда он был оснащен двигателем Cummins QSL. По очевидным причинам его пришлось заменить на агрегат от Ярославского моторного завода.

За основу для создания T500 был взят двухбарабанный комбайн 6 класса RSM 161. До прошлого года эта модель также оснащалась двигателем Cummins, но теперь сердцем машины стал китайский Weichai WP10. Стоимость T500 пока не сообщается, но его предшественник и основа RSM 161 продается по цене от 16 млн рублей.

Необходима корректировка сложившихся стереотипов о возможностях сырьевых секторов. Ведущие мировые эксперты сходятся в том, что рост глобальной экономики будет стимулировать спрос на сырье, а по ряду его видов рождают дефициты.

В целях стимулирования российского автопрома в 2010 году в России была запущена программа по обмену старых автомобилей на новые: при сдаче в утилизацию автомобиля старше 10 лет потребитель получит сертификат номиналом 50 тысяч рублей, который засчитывается при приобретении нового отечественного автомобиля, включая машины, производимые в режиме «промышленной сборки». В результате осуществления программы утилизации в 2010 году только за её счёт было реализовано дополнительно 376 тыс. автомобилей, а рынок в целом вырос до 1,91 млн легковых и легких развозных коммерческих автомобилей, что на 30 % превысило показатель 2009 года.

В 2019 году мир столкнулся с рекордным за 11 лет падением продаж автомобилей — сразу на 4 %; больше всего авторынок сократился в Китае — на 11 %

Пандемия нового коронавируса в 2020 году повлияла на работу автозаводов по всему миру. Так, в Китае компания BMW продлила 30 января, до 10 февраля, новогодние каникулы своего крупнейшего филиала

во всём мире — трёх заводов с 10 тыс. сотрудников в мегаполисе Шеньян. Volkswagen приостановил до 10 февраля совместное производство с Shanghai Automotive Group и First Automotive Works. Компания Volvo продлила каникулы до 9 февраля для всех своих китайских заводов.

В 1 квартале 2021 мировой выпуск автомобилей увеличился на 17 % (до 14,7 млн штук), по сравнению с 2020 годом, при этом возникли большие сложности (многие конвейеры встали) из-за «дефицита чипов». Этот же «дефицит чипов» привёл к крупному (до 15...25 %) спаду к концу года, почти у всех производителей.

Особое внимание правительством Российской Федерации уделяется проблеме более эффективного использования природных ресурсов и снижению факторов загрязнения окружающей среды. В связи с этим создаются новые инновационные технологии, позволяющие максимально снизить потери не возобновляемых энергоресурсов, экологической обстановки в районах добычи нефти и газа. Также особое внимание уделяется качественной и безопасной дороге. В этих секторах скрыт огромный рынок высокотехнологичного оборудования, в том числе и спецтехники.

Российский дорожный каток (рисунок 3) с возможностью регулирования нагрузки на грунт появится в 2024 году.

Новинка сможет плавно увеличивать нагрузку на грунт и работать сразу на нескольких полосах дороги, сообщил директор по развитию компании АО «БМХ РУС» Василий Фищев в интервью изданию ТАСС.

Данная технология применяется в России впервые. Разработкой занимался Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, затем к проекту присоединилась компания АО «БМХ РУС».



Рис. 3. Демонстрационный вариант модели катка ZDM-612

Каток сможет плавно регулировать нагрузку на грунт, что позволит улучшить качество покрытия. В одной машине будут совмещены функции техники лёгкого, среднего и тяжёлого класса. Кроме этого, новинка сможет одновременно работать на нескольких полосах. В дальнейшем возможна доработка модели до беспилотного управления. Система сможет без участия персонала отслеживать число проходов по полосе, обеспечивать нужную плотность грунта и избегать слепых зон, которые раньше не были укатаны. Доработка для производства беспилотных катков займёт около 6 месяцев.

В настоящий момент идёт разработка проектной документации, после чего потребуется около 4 месяцев на изготовление опытной модели катка и примерно столько же — на её полевые испытания. Первая опытно-промышленная модель должна появиться на рынке к концу 2024 года [3...5].

Для успеха нужно завоевывать рынки стран, издавна хорошо знакомых с российской техникой и её возможностями. Сюда, прежде всего, следует отнести страны СНГ, Индию, Вьетнам, Корею и некоторые страны Ближнего Востока и Африки. В России азиатские импортеры могут закупать по вполне благоприятным ценам и относительно высокого качества многие виды промышленных изделий, в первую очередь те, которые отличаются высокой материало- и энергоёмкостью. Успех на этих рынках, может стать базой для полноценной глобальной конкуренции.

Российская компания «Атом» захватывает рынок КНР

Линейка российских электромобилей "Атом" будет включать в себя сразу четыре модели, о чем стало известно из тендерной документации проекта. Также выяснилось, что до конца мая проведут работы по интеграции и испытанию образцов тяговой аккумуляторной батареи в составе функциональных прототипов электромобиля.

Займется этим в интересах АО "Кама" компания **АТОМ** Automotive Engineering and Technology Co., Ltd из Нанкина, в которой базируется офис и штат сотрудников разработчиков "Атома" за рубежом. Там работа ведётся под руководством Алекса Хамада, ранее сотрудничавшего с Tesla. Ларри Ванг, до того возглавлявший разработку в Byton и китайском Ford, отвечает за создание устойчивой к морозам батареи и электропривода. Директором по разработке стал Харальд Грюбель из Германии, ранее работавший с Mercedes, Volkswagen и "АвтоВАЗом".

Стартап-компания АО "Кама", соинвесторами которой стали глава КАМАЗа Сергей Когогин, сам КАМАЗ и финансист Рубен Варданян,

предложит следующие модификации отечественных электромобилей (рисунок 4):

- **Delivery** — одноместный грузовой фургон, который будет конкурировать с Lada Largus, Peugeot Partner и Citroen Berlingo;
- **Duo** — двухместный хэтчбек, который заменит на рынке Volkswagen ID.3, BMW i3 и Mini Cooper;
- **Taxi** — четырехместный хэтчбек, который сможет составить конкуренцию Volkswagen ID.3 и BYD D1;
- **Family** — пятиместный кроссовер, станет аналогом BMW i3 и Honda e/Neta U.



Рис. 4. Концепт арт автомобилей компании «Атом»

Компания собирается выпускать ежегодно, с декабря следующего года, по 75 тысяч авто. При этом почти 50 тысяч из них будут семейными Family, ещё 15 тыс. – модификации Delivery. Оставшиеся 10 тыс. - версии Duo и Taxi.

Каждая версия сможет проезжать на одном заряде около 500 км, при этом максимальная скорость у Taxi ограничена 130 км/ч, у остальных ограничитель стоит на 170 км/ч.

Ставку на Китай "Атом" делает не только в разработке, но и в продажах - "Кама" также нацелилась на экспорт машин в СНГ и Китай.

В заключение можно сказать, что снижение темпов автомобилестроения, за исключением Китая, вызвано в основном искусственными препятствиями. Дальнейшее время покажет, насколько негативно для мировых экономических процессов принудительное вмешательство в естественные рыночные законы.

Список литературы

1. Статистика производства новых автомобилей. Режим доступа: <https://auto.vercity.ru/statistics/production/>

2. Автомобильная промышленность. Рынок новых автомобилей в Европе. Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Автомобильная_промышленность
3. Копылов А. С. Проблемы и перспективы развития российского автопрома в рамках созданного Единого Таможенного Союза (Россия, Беларусь, Казахстан). – М., 2010. – С. 7- 20.
4. Ерохин Я.С., Габдуллин Т.Р. К вопросу повышения износостойкости деталей машин // Техника и технология транспорта. 2019. № 1 (10). С. 3.
5. Габделхаев Р.Р., Габдуллин Т.Р. История строительства автомагистралей и скоростных автомобильных дорог и их влияние на экономический рост государства. Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной т строительных отраслях. Материалы МНПК (Белгород 15-17 октября 2020 г.). С. 123-128.

УДК 621.914.7

ГАЛТОВОЧНЫЙ СТАНОК ДЛЯ ФИНИШНОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ

Мамаджанов А.Т.¹, Габдуллин Т.Р.¹, Кафиев И.Р.²

1. ФГБОУ ВО Казанский Государственный Архитектурно-строительный Университет г.Казань
2. ФГБОУ ВО Башкирский государственный аграрный университет, г. Уфа

Галтовочный станок – это устройство для выполнения абразивной обработки и повышения наружных качеств поверхности различных деталей. Результат достигается за счет взаимодействия абразивных частиц и очищаемой поверхности. В зависимости от типа и величины шлифовальных элементов можно добиться желаемого эффекта: от поверхностной очистки от следов коррозии на металле до зеркальной полировки [1].

Детали, полностью исчерпавшие свой ресурс и подлежащие замене, составляют 25...30 % всех деталей. Количество деталей, износ рабочих поверхностей которых находится в допустимых пределах, что позволяет использовать их без ремонта достигает 30...35 %. Остальные детали автомобиля (40...45 %) могут быть использованы только после их восстановления.

В данной статье представлен проект разработанного галтовочного оборудования.

Ключевые слова: галтователь, детали, обработка, восстановление, ремонт.

GALTOVOCHNY MACHINE FOR FINISHING OF DETAILS

Mamadzhanov A.T.¹, Gabdullin T.R.¹, Kafiev I.R.²

1. Kazan State University of Architecture and Civil Engineering, Kazan

2. *Bashkir State Agrarian University, Ufa*

A Galtovochny machine is a device for performing abrasive processing and improving the external qualities of the surface of various parts. The result is achieved due to the interaction of abrasive particles and the surface to be cleaned. Depending on the type and size of the grinding elements, the desired effect can be achieved: from surface cleaning from traces of corrosion on the metal to mirror polishing.

The parts that have completely exhausted their resource and are subject to replacement are 25...30% of all details. The number of parts, the wear of the working surfaces of which is within acceptable limits, which allows them to be used without repair reaches 30... 35%. The remaining parts of the car (40...45%) can be used only after their restoration. In this paper, the developed galtovochny equipment is presented

Keywords: galtovatel, parts, processing, restoration, repair.

Необходимость и целесообразность ремонта автомобилей и механизмов и механизмов обусловлены прежде всего неравной прочностью их составных частей (сборочных единиц и деталей). Известно, что создать равнопрочный автомобиль, все детали которого изнашивались бы равномерно и имели одинаковый срок службы, невозможно [2]. Следовательно, является объективной необходимостью проведение различных профилактических и ремонтных мероприятий, направленных на поддержание автомобилей в технически исправном состоянии.

Одним из факторов, которые влияют на эффективность проведенных ремонтно-восстановительных работ, в том числе в целом и на надежное работу всех узлов и агрегатов является качество обработки составных их деталей.

Нами предлагается проект галтовочного станка (оборудования) (рисунки 1) для финишной, заключительной обработки деталей.

Оборудование состоит из двух элементов рамы, жестко зафиксированной на полу, и резервуара, в который помещается обрабатываемая деталь. Вибрацию на резервуар передает электродвигатель. К валу электродвигателю прикреплен шкив. Малый клиноременный шкив на валу электродвигателя, передает вращение большому клиноременному шкиву, который закреплен на резервуаре. Вибрация передается благодаря кулачку, который закреплен на выходном конце вала резервуара.

Оборудование для галтовки работает в абразивной среде с помощью - вибрационной вымещающей силы. При шлифовании мы добива-

емя выравнивания поверхностей в один класс шероховатости, получение матового блеска и при необходимости имеем возможность перейти к полировке.

В рабочую емкость засыпают метицы, подлежащие галтовочной обработке, и абразивный материал. Далее емкость закрывается крышкой. Необходимо обеспечить надежное закрытие крышки. Емкость помещают в резервуар, прикручивают проволокой к лопастям и укрепляют распорками, чтобы оно не двигалось внутри основной рабочей емкости (бочки). Затем емкость резервуара переводится в горизонтальное положение, и запускают галтовочный станок в работу. В ходе работы состояние обрабатываемых деталей периодически визуально проверяется, тем самым определяется время обработки.

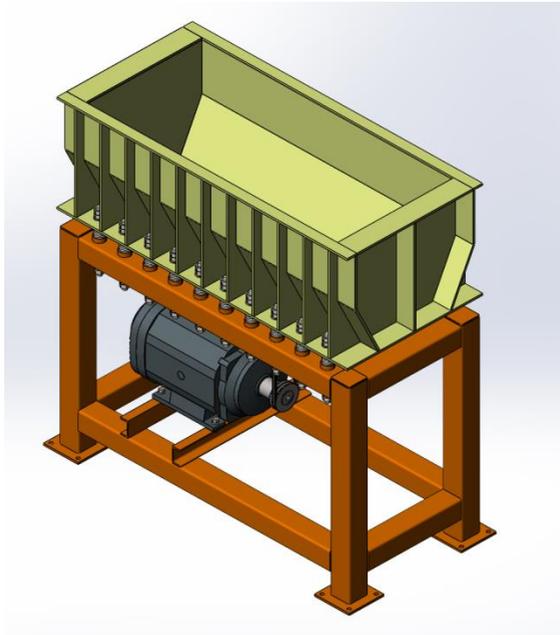


Рис. 1. Галтовочный станок

Вальцы вращаются на подшипниках. Подшипники выбраны по статическим и динамическим расчетам. Исходя из конструкции было принято решение выбрать радиально шариковые подшипники закрытого типа. Закрытый тип подшипника позволяет увеличить срок службы подшипников.

Движущим элементом является асинхронный двигатель переменного тока. Двигатель закреплен на раме при помощи 4-х болтов М12. На валу двигателя установлен шкив, Шкив сделан под клиноременные ремни. Ремень закреплен так же на втором «большом шкиве», который закреплен на валу одного из вальцов.

Чтобы вальцы вращались друг на друга, валы вальцов соединены с помощью шлицевого соединения, что позволяет нам синхронизировать вращения вальцов. Шестеренки сделаны из стали 45 с последующей термической обработкой. Термическая обработка позволит увеличить срок службы шестеренок. Шестеренки рассчитаны и спроектированы в комплексе системы Компас 3Д.

Применяется и так называемая мокрая голтовочная обработка, при котором сухой абразивный материал смешивается с двух- или трехпроцентным раствором содовой каустической либо кальцинированной. Допускается применение мыльного раствора.

Поддон не спроектирован, так как можно использовать любой стандартный поддон или, к примеру мешок для сбора мусора.

Рама оборудования сделана из профильных труб прямоугольного типа. Рама не разборная, так как это позволит перевозить и перемещать оборудование без особых проблем. Кожух оборудования сделан из листового материала.

Технология галтовки достаточно простая – абразивный материал воздействует на поверхностный слой металла. Достоинством этого метода является то, что в отличие от абразивных дисков сыпучий абразив способен проникнуть в любые труднодоступные места изделия, что является большим достоинством. Еще одним преимуществом можно считать тот факт, что способ галтовочной обработки исключает перегрев заготовок. Во время галтовочной операции за счет вращения барабана или центрифуги абразивный материал естественным образом очищает тонкий слой покрытия, невидимый невооруженным глазом. Так как это трение происходит постоянно, толщина металла снимается, а вместе с ним и все дефекты.

В ходе работы над проектом были учтены достоинства и недостатки современных аналогичных механизмов. Были проведены основные расчёты по металлоконструкции, а также произведены расчеты в САПР, которые подтвердили надежность конструкции проекта [3,4].

Конструкция предложенного нами галтовочного станка позволяет эффективно галтовать мелкие металлические изделия сечением порядка 5 см². Выбранные конструктивные решения увеличивают надежность конструкции и ее долговечность.

Выбранный нами вибрационный тип галтовочного станка имеет достаточно простую конструкцию, которая при этом обеспечивает высокое качество обработки конечного продукта. При этом процесс галтовки значительно сокращает стоимость изделий. Следовательно, с помощью данного оборудования возможно увеличить экономичность обработки изделий.

Расчёты по экономике показали, что предложенный проект более эффективный в работе. По сравнению с другими системами, разрабатываемое оборудование дешевле в первоначальной стоимости. По результатам экономических расчётов стоимость выполненных работ данного оборудования обходится в два раза дешевле, чем у аналогов.

Список литературы

1. <https://www.yandex.ru/clck/jsredir?bu=hvx5&from=www.yandex.ru%3Bsearch%2F%3Bweb%3B%3B&text=&etext=2202>.
2. Ерохин Я.С., Габдуллин Т.Р. К вопросу повышения износостойкости деталей машин // Техника и технология транспорта. 2019. № 1 (10). С. 3.
3. Миролюбов Д.И., Габдуллин Т.Р. Зарубежная спецтехника и оборудование в дорожно-строительной отрасли // Техника и технология транспорта. 2019. № 3(14). С. 15.
4. Габдуллин Т.Р., Зимдеханов М.М. Разработка демаркировщика с гидродинамическим рабочим органом кавитационного типа. // Известия КГАСУ, 2014, № 4(30). С. 464-469.

УДК 62

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЕРХНЕГО И НИЖНЕГО ПОЯСОВ ЭКЗОСКЕЛЕТА ДЛЯ РЕМОНТА ТРАНСПОРТНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Маслов Н.А.¹, Карамнов Д.А.¹

*1. ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей
сообщения, г. Новосибирск*

В настоящее время существует потребность в человеко-машинных системах, усиливающих физические способности человека. В работе приводятся результаты поискового и исследовательского этапов создания верхнего и нижнего поясов экзоскелета, который облегчает и повышает производительность процесса ремонта транспортных и технологических машин.

Ключевые слова: ремонт машин, экзоскелет, пневмопривод, пневмоцилиндр, имитационное моделирование.

EXOSKELETON UPPER AND LOWER BELT MODELING FOR REPAIR OF TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES

Maslov N.A.¹, Karamnov D.A.¹

1. Siberian transport university, Novosibirsk

Currently, there is a need for human-machine systems that enhance human physical abilities. The paper presents the results of the search and research stages of creating an upper and lower belt exoskeleton, which facilitates and increases the productivity of the repair process of transportation and technological machines.

Key words: machine repair, exoskeleton, pneumatic drive, pneumatic cylinder, simulation modeling.

Физические способности – комплекс свойств человека, обеспечивающих эффективную мышечную деятельность, которые позволяют человеку физически выполнять его трудовые обязанности. Однако развиваемых усилий человеку не всегда хватает даже в пределах санитарных норм, регламентированных требованиями охраны труда. Для повышения физических возможностей человека используют экзоскелеты - человеко-машинные системы. [1-3]

Актуальными задачами применения экзоскелетов являются – облегчение, повышение производительности и обеспечение безопасности технологического процесса ремонта подъемно-транспортных, путевых, строительных и дорожных машин.

Цель работы – создание экзоскелета для ремонта транспортных и технологических машин (далее по тексту - экзоскелет).

Задачи работы:

1. Аналитическое исследование (оценка важности облегчения физического труда человека при выполнении погрузочно-разгрузочных и ремонтных работ; разработка классификации экзоскелетов; обзор диссертационных и др. научных работ по теме работы; формулировка цели и задач работы; выбор объекта и предмета, постановка цели и формулировка гипотезы исследования).

2. Информационный патентный поиск, сравнительный анализ экзоскелетов по сформулированным критериям, выбор аналога и прототипа экзоскелета; разработка комбинированной объединенной схемы экзоскелета, и составление описания к схеме; разработка блок-схемы алгоритма работы экзоскелета и составление описания к блок-схеме.

3. Оптимизация параметров устройства экзоскелета методами численного (в программах SimulationX, MathCAD, Exel), имитационного (в программах SolidWorks), в т.ч. разработка компьютерных программ,

имитационных моделей, разработка методик применения моделей, проведение экспериментальных исследований на моделях; выбор комплектующих экзоскелета, в т.ч. элементов привода, элементов системы управления и измерительной системы.

4. Конструирование и компьютерное моделирование экзоскелета (проверочные расчеты, описание к графической части работы).

5. Стартап проект по определению стоимости комплектующих, стоимости изготовления и эксплуатации, срока окупаемости, экономического эффекта от внедрения экзоскелета.

Идея работы заключается в создании экзоскелета для обеспечения безопасности технологического процесса ремонта путевой техники.

Тема работы соответствует концепции воспитательной работы в университетских комплексах Федерального агентства железнодорожного транспорта и программе развития факультета Управление транспортно-технологическими комплексами Сибирского государственного университета путей сообщения. Предлагаемая концепция экзоскелета реализует принцип повышения безопасности ремонтных работ через повышение развиваемых физических усилий человека, предлагает оригинальный способ реализации технологий ремонта транспортных и технологических с пользой для здоровья и без вреда для экологии.

Объект исследования – экзоскелет для ремонта транспортных и технологических машин.

Предмет исследования – принципиальные схемные и параметрические особенности экзоскелета.

Цель исследования – разработка основ теории и методов расчета экзоскелета.

Гипотеза исследования: «Полученные на основе расчетной схемы теоретические результаты математического моделирования позволяют по ограниченному количеству параметров экзоскелета определять необходимые для его проектирования основные характеристики».

Разработана классификация экзоскелетов, по которой они отличаются типом привода (механический, гидравлический, пневматический и электрический). Тип привода и количество исполнительных механизмов определяется функциональным назначением и областью применения экзоскелета. По сформулированным критериям выполнен сравнительный анализ экзоскелетов с различными типами приводов. По совокупности принятых критериев сравнения (мобильность использования, сложность системы управления, качество шагательного движения, силовой параметр) наиболее предпочтительным типом привода экзоскелета является пневматический.

В качестве прототипа верхнего пояса экзоскелета для ремонта путевых машин принят экзоскелет с пневмомускулами (рис. 1). В этом экзоскелете пневмомышцы 2 соединены с блоком обработки 21 и первым пропорциональным клапаном давления 22. Блок обработки данных 21 соединен с первым блоком определения угла наклона 121, вторым блоком определения угла наклона 141, блоком измерения давления 151 (датчик силы) и первым пропорциональным клапаном давления воздуха 22. В памяти блока обработки данных 21 записано требуемое значение усилия F . Когда усилие, прилагаемое пользователем экзоскелета, превышает заданное значение F , блок обработки данных 21 подает команду пневматическому мышечному устройству 2 для приведения его в действие. Механизм плечевого сустава 12 соединен с пневматическим мышечным устройством 2 через передаточное устройство. В качестве прототипа нижнего пояса экзоскелета для ремонта путевой техники принят экзоскелет с пневмоприводом (Рис. 2). Силовой каркас этого экзоскелета содержит опорную раму 1 с шаровыми шарнирами 2, 3, в которых закреплены опорные стойки, в свою очередь, состоящие из тазобедренных 4, коленных 5 и голеностопных 6 звеньев. Голеностопные звенья имеют пассивную степень свободы в виде пружины 7. Девятый 8, десятый 9, первый 10, второй 11, третий 12 и четвертый 13 пневмомускулы шарнирно связаны с тазобедренным звеном 4 конструкции, пятый 14, шестой 15, седьмой 16 и восьмой 17 пневмомускулы шарнирно связаны с коленным 5 звеном конструкции. Первый 18 и второй 19 поворотные пневмодвигатели закреплены на голеностопных 6 звеньях.

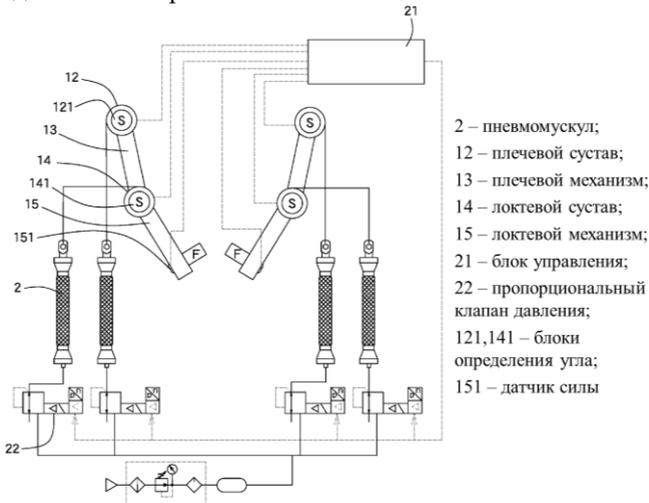


Рис. 1. Схема прототипа верхнего пояса экзоскелета с пневмомышцами

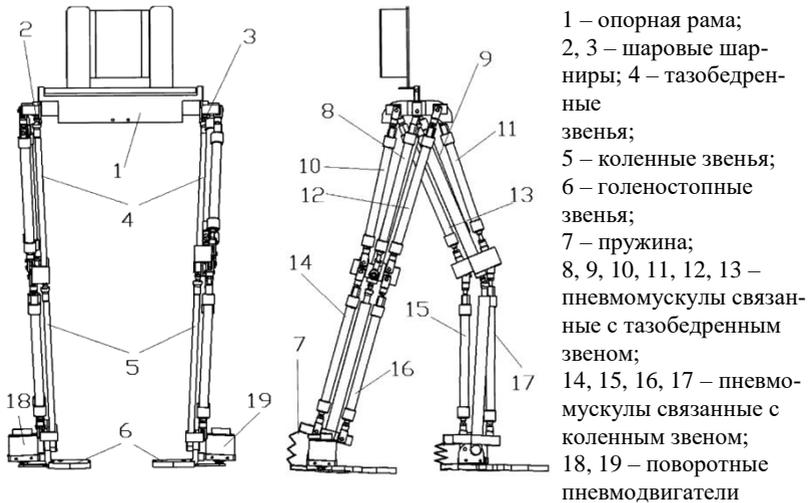


Рис. 2. Схема прототипа нижнего пояса экзоскелета с пневмомышцами

На основании кинематики и динамики движения человека рассмотрено движение, которое осуществляется системой костных рычагов. В качестве примера костного рычага рассмотрено предплечье. Здесь сила тяги мышцы приложена к короткому плечу рычага, а к его длинному плечу приложена нагрузка от силы тяжести удерживаемого груза, приложенная обычно к кисти, а также сила тяжести самого предплечья, приложенная в его центре масс. Разработана методика расчета костного рычага. Часто мышечная сила направлена к рычагу не под прямым углом. Используя условие равновесия рычага, найдено мышечное усилие, необходимое для подъема груза заданной массы. По требуемым усилиям подобраны пневмомускулы верхнего пояса, а также пневмоцилиндры нижнего пояса экзоскелета, облегчающие человеку подъем груза.

Рассмотрен принцип действия пневмомускула. В начальном состоянии при атмосферном давлении усилие пневмомускула равно нулю. При повышении давления в пневмомускуле в ячейках его сетки возникают силы, под действием которых оболочка пневмомускула увеличивается в поперечном и уменьшается в продольном направлениях. В результате пневмомускул развивает некоторую силу на подъем груза заданной массы и его перемещение на требуемое расстояние. Выведены

математические зависимости, по которым создана математическая модель пневмомускула для верхнего пояса экзоскелета. Модель описывает развиваемую пневмомускулом силу. Проведена отладка модели с использованием результатов ручного расчета пневмомускула по ранее выведенным зависимостям. Построены графики зависимости сил, развиваемых пневмомускулами в функции их относительных сокращений. Пневмомускул развивает максимальную силу при малом относительном сокращении. При разных относительных сокращениях и давлении воздуха пневмомускул развивает разные силы. Выведены математические зависимости, по которым создана математическая модель пневмоцилиндра для нижнего пояса экзоскелета. Модель описывает развиваемый пневмоцилиндром момент силы при повороте. Построены графики зависимости моментов сил, развиваемых пневмоцилиндрами в функции углов поворота и давления воздуха. При разных углах поворота и давлении воздуха пневмоцилиндр развивает разные моменты сил.

Сформулированы требования к имитационным моделям верхнего и нижнего поясов экзоскелета. Модели описывают процесс поднятия груза человеком в экзоскелете. В качестве пневмодвигателей в моделях использованы пневмомускулы для верхнего пояса и пневмоцилиндры для нижнего пояса экзоскелета. Модель пневмомускула учитывает изменения его длины, диаметра и силы, а модель пневмоцилиндра – угол поворота и момента силы. Модели позволяют строить схемы напряжений и перемещений конструкций поясов экзоскелета при заданных нагрузках. Элементные наборы моделей по назначению и количеству элементов соответствуют верхнему и нижнему поясам экзоскелета. Например, имитационная модель верхнего пояса экзоскелета состоит из предплечья, плеча, спины с, установленными внутри нее, пневмомускулами.

Исходными данными для расчета на имитационных моделях поясов экзоскелета являются массы и характеристики материалов элементов поясов, масса поднимаемого груза, диапазоны значений геометрических параметров элементов поясов (например, для верхнего пояса – длин предплечья, рук и спины, размаха плеч).

В программе SolidWorks разработаны расчётные схемы трехмерных имитационных моделей поясов экзоскелета (рисунки 3 и 4). По исходным данным на имитационных моделях произведены прочностные расчеты верхнего и нижнего поясов экзоскелета. Например, верхний пояс экзоскелета воспринимает нагрузку от веса его конструкции и приложенной внешней нагрузки. Наибольшие внутренние напряжения возникают в месте крепления плеча, т.к. плечо передает нагрузку от руки

на спине. Результат одного из прочностных расчётов верхнего и нижнего поясов экзоскелета представлены в виде карт напряжений, действующих в его конструкции (рисунки 3 и 4).

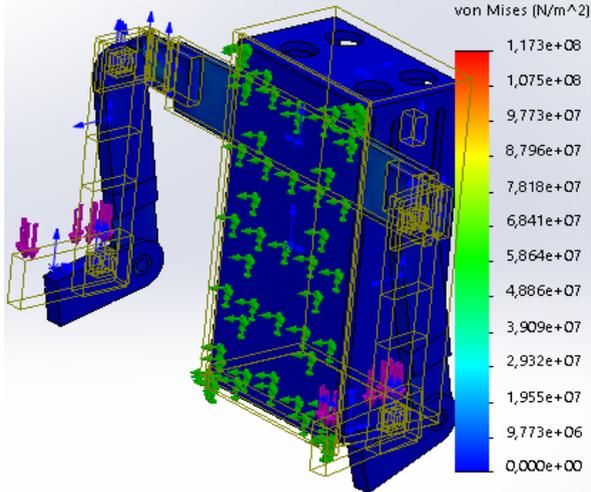


Рис. 3. Расчётная схема трехмерной имитационной модели верхнего пояса экзоскелета и результаты его прочностного расчета

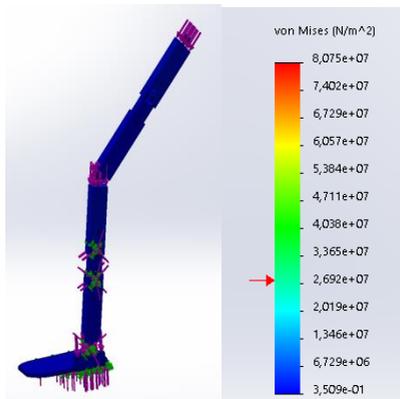


Рис. 4. Расчётная схема трехмерной имитационной модели нижнего пояса экзоскелета и результаты его прочностного расчета

В работе предложена оригинальная принципиальная и составлена расчетная схемы, методами численного и имитационного моделирования оптимизированы параметры и разработан вариант конструкции эк-

зоскелета, решены задачи, подтверждена гипотеза и достигнута поставленная цель исследования - разработана теория и методика расчета экзоскелета.

Работа выполнена в студенческом научном объединении «Механик» Сибирского государственного университета путей сообщения [2,3].

Список литературы

1. Патент №2565101 Российская Федерация, МПК А61Н 3/00 (2006.01). Экзоскелет с электропневматической системой управления: N 2014149795/14 : заявл. 09.12.2014 : опубл. 20.10.2015 / Месропян А.В., Оразов А.Т., Коновалов Р.Л. – 11 с.
2. Карамнов, Д.А., Трусов, Н.А., Маслов, Н.А. Разработка схемы и методики расчета экзоскелета для ремонта путевой техники // НАУКА. ТЕХНОЛОГИИ. ИННОВАЦИИ: XVI Всероссийская научная конференция молодых ученых (г. Новосибирск, 05-08 декабря 2022 г.) // Сборник научных трудов в 11 ч. / под ред. Казьминой А.С. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2022. Часть 11. – 306 с., с.26-29.
3. Трусов, Н.А., Карамнов, Д.А., Маслов, Н.А. Разработка концепции экзоскелета для ремонта путевой техники // НАУКА. ТЕХНОЛОГИИ. ИННОВАЦИИ // НАУКА. ТЕХНОЛОГИИ. ИННОВАЦИИ: XVI Всероссийская научная конференция молодых ученых (г. Новосибирск, 05-08 декабря 2022 г.) // Сборник научных трудов в 11 ч. / под ред. Казьминой А.С. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2022. Часть 11. – 306 с., с.284-288.

УДК 62

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ ГИДРОКЛАПАНОВ *Маслов Н.А.¹, Толстов М.А.¹, Кривченко Р.А.¹*

1. ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск

В работе сформулированы требования, выбраны исходные данные и стандартные элементы, выполнены сборка и отладка расчётных схем и проведены численные расчёты в программе SimulationX на оригинальных имитационных моделях гидроприводов с предохранительными клапанами прямого и непрямого действия.

Ключевые слова: модель имитационная, гидропривод, клапан предохранительный прямого действия, клапан предохранительный непрямого действия, динамическое поведение.

SIMULATION MODELING OF DYNAMIC BEHAVIOR
OF SAFETY HYDRAULIC VALVES

Maslov N.A.¹, Tolstov D.A.¹, Krivchenko R.A.¹

1. Siberian transport university, Novosibirsk

In the work the requirements are formulated, the initial data and standard elements are selected, the assembly and debugging of calculation schemes are carried out and numerical calculations in the program SimulationX on the original simulation models of hydraulic drives with safety valves of direct and non-direct action are carried out.

Key words: simulation model, hydraulic actuator, direct acting safety relief valve, indirect acting safety relief valve, dynamic behavior.

Одним из самых важных элементов гидропривода являются клапаны различных типов, среди которых важнейшую роль играют предохранительные клапаны, выполняющие функцию защиты гидропривода от чрезмерных перегрузок. [1]

Самыми простыми по конструкции из них являются предохранительные клапаны прямого действия. Современными элементами защиты гидропривода от чрезмерных перегрузок является предохранительные клапаны непрямого действия.

В предохранительных клапанах прямого действия поток гидравлического масла, достигнув из-за чрезмерной перегрузки давления открытия клапана, перемещает, поджатый пружиной запорно-регулирующий элемент (далее по тексту - ЗРЭ), который начинает открывать путь маслу из напорной линии на слив.

Клапаны прямого действия имеют ряд недостатков, среди которых большие габариты пружины и всего клапана при больших значениях расхода, автоколебания ЗРЭ, пульсации давления в напорной линии и существенное отклонение давления начала открытия от давления настройки. Поэтому в современных подъемно-транспортных, путевых, строительных, дорожных и горных машинах получил распространение более сложный и совершенный тип предохранительных клапанов. Это предохранительный клапан непрямого действия.

Предохранительный клапан непрямого действия состоит из двух параллельно соединённых, управляющего (вспомогательного) прямого действия и переливного (основного), клапанов. Управляющий клапан с жёсткой пружиной пропускает малый поток управления для открытия переливного клапана, имеющего возвратную пружину малой жесткости. Переливной клапан открывается разностью давлений на двух рабочих поверхностях его ЗРЭ. Эту разность давлений создает дроссель, установленный в ЗРЭ между его рабочими поверхностями при наличии потока управления через вспомогательный клапан. При смещении ЗРЭ

переливного клапана он пропускает через себя основной расход из напорной в сливную линию. Это означает, что в предохранительных клапанах непрямого действия протекают более сложные физические процессы, чем предохранительных клапанах прямого действия. Поэтому исследование динамического поведения клапана такого типа на имитационных моделях актуально.

Для правильного физико-математического описания работы гидропривода необходимо задать параметры и законы функционирования предохранительных клапанов. [1-3] Учет этих параметров чрезвычайно важен при создании перспективной методики диагностирования гидродвигателей в динамических режимах. [4-6]

Обычно законы функционирования предохранительных клапанов описываются несколькими системами дифференциальных уравнений. [3] Их решение «вручную» - достаточно трудоемкий процесс. Здесь нам на помощь могут прийти численные расчёты на имитационных моделях в специализированном программном обеспечении, широко применяемом в настоящее время для уменьшения стоимости и трудоёмкости исследований.

Цель работы - имитационное моделирование динамического поведения предохранительных клапанов прямого и непрямого действия в объемных гидроприводах.

Задачи работы:

1. Выбор исходных данных и расчетных параметров моделей;
2. Определение параметров, характеризующих динамическое поведение предохранительных клапанов прямого и непрямого действия, численным расчетом на имитационной модели;
3. Получение зависимостей параметров, характеризующих динамическое поведение клапанов, от параметров гидродвигателя, его нагрузочного устройства и параметров динамического процесса, например, разгона и торможения гидродвигателя.

Объект исследования – гидравлически привод.

Предмет исследования – предохранительные клапаны прямого и непрямого действия гидравлического привода и их работа.

Цель исследования – разработка имитационных моделей, которые бы правильно математически описывали процессы работы предохранительных клапанов прямого и непрямого действия, включая их динамику.

В работе созданы и отлажены расчётные схемы имитационных моделей предохранительных клапанов непрямого действия, определены и заданы параметры их элементов. Сформулированы требования к имитационным моделям. Модели должны учесть ряд физических процессов в

клапанах, включая инерции массы движущихся ЗРЭ, их остановку об упор, упругость пружин, сопротивления движению жидкости и гидродинамическое трение. Сами модели выполнены из стандартных элементов программы SimulationX на основе принципиальных схем предохранительных клапанов прямого и непрямого действия. Разработанные расчётные схемы имитационных моделей предохранительных клапанов прямого и непрямого действия, как «субмодели», встроены в расчётные схемы имитационных моделей гидравлических приводов, в которых они подключены параллельно к гидродвигателю и ограничивают максимальное давление в его рабочих линиях. Для получения исходных данных изучены промышленные образцы предохранительного клапана прямого действия и обратно-предохранительного клапана непрямого действия, которые используются в гидроприводах подъемно-транспортных, путевых, строительных и дорожных машин.

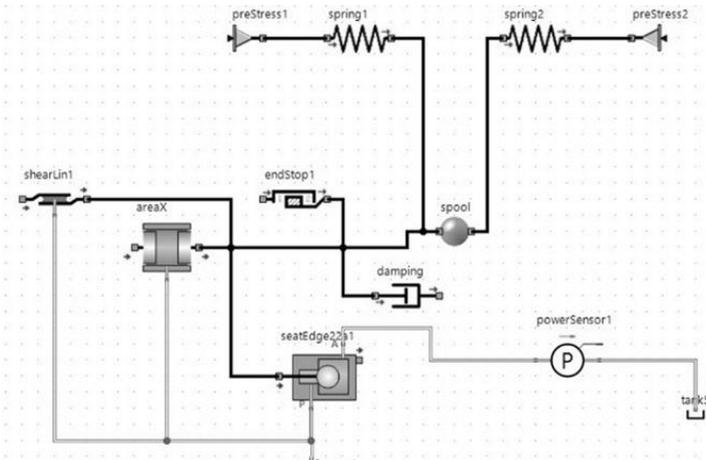


Рис. 1. Расчётная схема имитационной модели предохранительного клапана прямого действия

Расчетная схема имитационной модели предохранительного клапана прямого действия (рисунок 1) состоит из элементов: бак, демпфер, опоры и конечное положение для остановки движущихся частей, седельный ЗРЭ, создающий изменение проходного сечения, инерционная масса, полость управления, создающая преобразование гидравлической энергии в механическую, датчики мощности, пружина и элемент, рассчитывающий потери мощности на гидродинамическое трение. Каждый элемент модели имеет порты для соединения с другими элемен-

тами. Функционирование каждого элемента задано расчетными зависимостями. В программе SimulationX из выбранных элементов выполнена сборка расчетной схемы имитационной модели предохранительного клапана прямого действия. Заданы параметры элементов. Для получения исходных данных изучен промышленный образец предохранительного клапана прямого действия семейства DBD с седельным ЗРЭ фирмы Bosch-Rexroth. Были определены размеры элементов клапана, масса ЗРЭ и экспериментально найдена жёсткость его пружины. Полученные данные использовались для определения параметров имитационной модели. Произведена отладка модели.

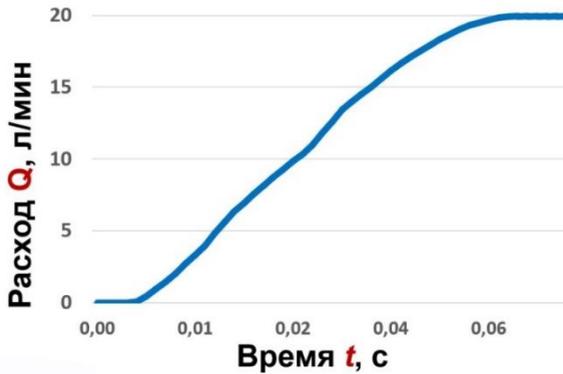


Рис. 2. Зависимость расхода масла через предохранительный клапан прямого действия в функции времени во время его открытия

Программа SimulationX рассчитывает расход и давление масла через ЗРЭ и в подводящих линиях, а также механические параметры на ЗРЭ (его положение и скорость) предохранительного клапана прямого действия.

В результате численного расчёта на имитационной модели предохранительного клапана прямого действия была получена зависимость расхода масла через клапан в функции времени в процессе его открытия (рисунок 2). Само открытие произошло менее чем за 0,1 с, что соответствует теории гидравлических клапанов.

В результате численного расчёта на имитационной модели предохранительного клапана прямого действия была получена расходно-перепадная характеристика клапана (рисунок 3), то есть зависимость разности давления на входе и выходе из клапана от расхода масла через клапан. На диаграмме обозначено: давление p_0 – давление начала открытия, p_{max} – давление настройки клапана. На диаграмме штриховыми

линиями показан примерный вид расходно-перепадной характеристики реальных клапанов прямого действия, которую полученная зависимость примерно повторяет.

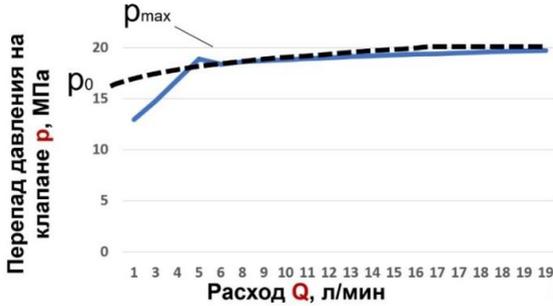


Рис. 3. Расходно-перепадная характеристика предохранительного клапана прямого действия

Расчетная схема имитационной модели предохранительного клапана непрямого действия (рисунок 4) включает в себя основной и вспомогательный ЗРЭ, их пружины, и гидромеханическую систему, преобразующая разность давлений в двух рабочих полостях в открытие переливного клапана. Для получения исходных данных был взят промышленный образец обратно-предохранительного клапана непрямого действия фирмы Caterpillar. Сама модель выполнена из стандартных элементов программы SimulationX на основе принципиальной схемы предохранительного клапана непрямого действия. Она включает в себя элементы основного и вспомогательного клапанов, из которых он состоит, и гидромеханическую систему, преобразующая разность давлений в двух рабочих полостях в открытие переливного клапана.

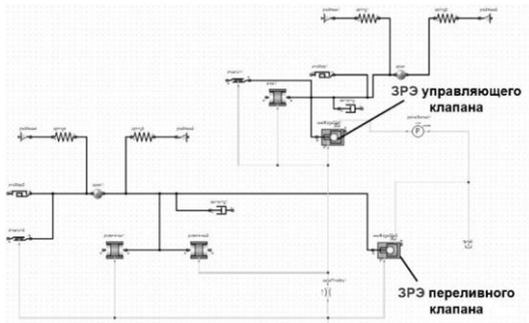


Рис. 4. Расчётная схема имитационной модели предохранительного клапана непрямого действия

Полученные результаты численных расчётов соответствуют теоретическим сведениям о функционировании предохранительных клапанах непрямого действия. Это говорит о правильности составления и выбора параметров элементов расчётной схемы имитационной модели. На рисунке 5 представлен результат одного из, проведённых в программе SimulationX, расчётов. Это зависимость расхода гидравлического масла через основной и вспомогательный ЗРЭ предохранительного клапана непрямого действия в функции времени моделирования. Также определены динамические параметры t_A , t_E и V_m , характеризующие переходный процесс при открытии предохранительного клапана непрямого действия (рисунок 6). Эти параметры определяются зависимостью перепада давления на клапане в функции времени [7], а также параметрами гидродвигателя, его нагрузочного устройства и динамических процессов, например, разгона или торможения гидродвигателя.

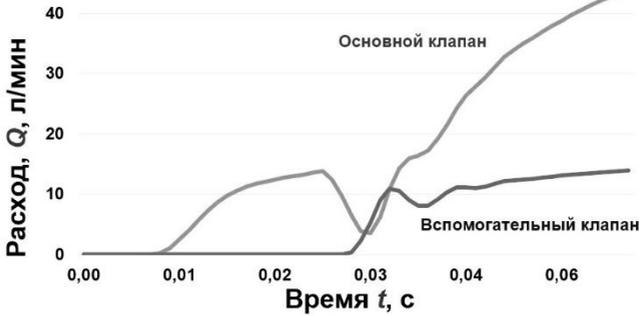


Рис.5. Зависимость расхода масла через основной и вспомогательный ЗРЭ предохранительного клапана непрямого действия в функции времени моделирования, полученная в программе SimulationX

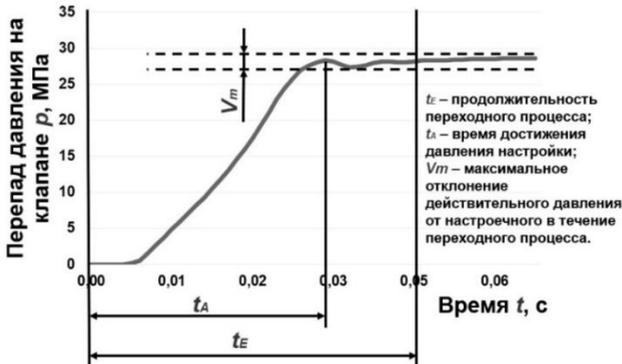


Рис.6. Параметры динамического поведения предохранительного клапана непрямого действия, полученные в программе SimulationX

Работа выполнена в студенческом научном объединении «Механик» Сибирского государственного университета путей сообщения [8-10].

Список литературы

1. Мокин Н. В. Гидравлические и пневматические приводы : учеб. пособие / Сиб. гос. ун-т путей сообщ. - Новосибирск : СГУПС, 2012. - 173 с.
2. Гидропривод. Основы и компоненты. Учебный курс по гидравлике, том 1 / Х. Экнер, Р. Фрейтаг, Д-р Х. Гайс, Р. Ланг, Й. Оппольцер, П. Шваб, Е. Зумпф, У. Остендорфф, М. Райк. М., 2003. 322 с.
3. Тягунов Ф.Ф. Напорные гидравлические клапаны непрямого действия. - М., 2004.
4. Маслов, Н. А., Казаченко, Я. О.. Метрологическое обоснование выбора метода и параметра диагностирования насоса [Текст] / Н. А. Маслов, Я. О. Казаченко // Главный механик, 2013. - № 2., с.42-47;
5. Maslov, N. A. Pump Diagnostics on the Basis of the Duration of Deceleration [Текст] / N. A. Maslov // Russian Engineering Research, 2014. - Vol. 34, No. 7, pp. 433–435.
6. Маслов, Н. А. Использование продолжительности торможения насоса в качестве диагностического параметра // Вестник машиностроения, 2014. - № 4., с.14-16.
7. Аппаратура объёмных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики/ Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
8. Толстов, М.А., Маслов, Н.А. Имитационное моделирование открытой разомкнутой гидropередачи вращательного действия // "Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях": материалы международной научно-практической конференции. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2022. - 288 с., с.250-256.
9. Толстов, М.А., Маслов, Н.А. Разработка имитационной модели предохранительного клапана прямого действия // НАУКА. ТЕХНОЛОГИИ. ИННОВАЦИИ // НАУКА. ТЕХНОЛОГИИ. ИННОВАЦИИ: XVI Всероссийская научная конференция молодых ученых (г. Новосибирск, 05-08 декабря 2022 г.) // Сборник научных трудов в 11 ч. / под ред. Казьминой А.С. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2022. Часть 11. – 306 с., с.62-63.
10. Кривченко, Р.А., Маслов, Н.А. Сравнительный анализ способов нагружения и методов испытания гидроцилиндров машин [Текст] / Р.А. Кривченко, Н.А. Маслов // НАУКА. ТЕХНОЛОГИИ. ИННОВАЦИИ: XVI Всероссийская научная конференция молодых ученых (г. Новосибирск, 05-08 декабря 2022 г.) // Сборник научных трудов в 11 ч. / под ред. Казьминой А.С. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2022. Часть 11. – 306 с., с.35-39.

УДК 62-82-021.475.4

МОДЕРНИЗАЦИЯ ГИДРОПРИВОДА
ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА

Мерданов Ш.М.¹, Конев В.В.¹, Половников Е.В.¹

1. ФГБОУ ВО Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень

Предложен способ модернизации гидропривода фронтального погрузчика на примере Амкодор 342В. Проведен анализ регуляторов насоса в гидроприводе машин для земляных работ и, на этой основе предложена новая конструкция регулятора. Модернизированный регулятор отличается тем, что вместо двух каналов для двухпоточного насоса, установлен один. Предложение энергосберегающей системы гидропривода для фронтального погрузчика предусматривает сокращение топливно-энергетических ресурсов в режимах рабочего и холостого хода погрузчика.

Ключевые слова: гидропривод, гидронасос, энергосбережение, машины для земляных работ.

HYDRAULIC DRIVE MODERNIZATION FRONT LOADER

Merdanov Sh.M.¹, Konev V.V.¹, Polovnikov E.V.¹

1. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education
Tyumen Industrial University, Tyumen

A method for modernizing the hydraulic drive of a front loader is proposed using the Amkodor 342V as an example. An analysis of pump regulators in the hydraulic drive of excavation machines was carried out and, on this basis, a new design of the regulator was proposed. The modernized regulator differs in that instead of two channels for a double-flow pump, one is installed. The proposal for an energy-saving hydraulic drive system for a front-end loader provides for a reduction in fuel and energy resources in the operating and idling modes of the loader.

Key words: hydraulic drive, hydraulic pump, energy saving, machines for excavation work.

Для сокращения расходов по технико-экономическим показателям, необходимо совершенствование узлов и агрегатов гидравлического привода МЗР [1]. Это определяется из следующих позиций и последующей модернизации фронтальных погрузчиков: 1. востребованность техники в Российской Федерации по грузоподъемности от 3 – 5 тонн; 2. востребованность по принципу поворота, рабочему органу (шарнирно-сочлененной рамой и Z-

образным рабочим оборудованием); 3. актуальность импортозамещения; 4. осуществление госзакупок [2].

Ежегодно ОАО «Амкор» выпускается свыше 5000 единиц техники, из которых 2500 единиц одноковшовых фронтальных погрузчиков с грузоподъемностью 2,5 – 5 тонн.

Циклограмма работы гидропривода в рабочем цикле погрузчика проводится на 4 этапах, осуществляемых при работе контуров гидропривода, которые приводят в действие рабочее оборудование. Первый этап - наполнение ковша: мощность гидропривода и ДВС на данном этапе задействуется эффективно. Второй этап - рабочий ход погрузчика. Третий этап - разгрузка ковша. Четвертый этап - холостой ход. Циклограмма потребляемой мощности ДВС (рисунок 1), показывает, нагруженность его на каждом 4 этапе. Циклограмма нагрузок (рисунок 2) показывает распределение энергии в цикле работы погрузчика (грунт, снег).

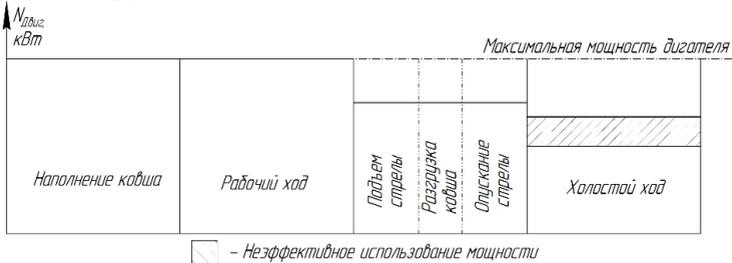


Рис. 1. Циклограмма использования мощности двигателя

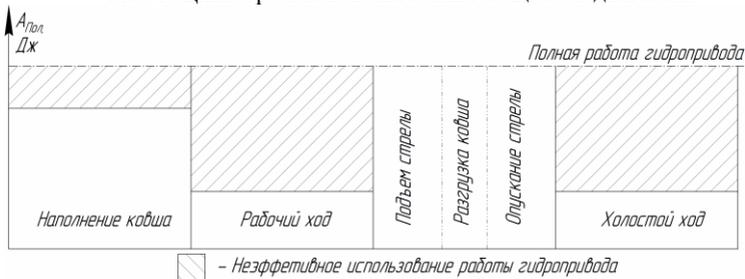


Рис. 2. Циклограмма полезной работы гидропривода погрузчика

В современной промышленности учитываются ресурсы топливно-энергетического комплекса, так как они являются основами развития предприятий, учитываются при приобретении и обслуживании техники, их надежности и экологичности. В МЗР соответственно учитывают указанные критерии, потому что они определяют возможности повышения производительности и энергоэффективности МЗР. Это

позволяет оценивать повышение эффективности использования МЗР при определении срока выполняемых работ, экономических затрат и экологических показателей. Современные производители техники стремятся отвечать требованиям заказчиков. Это способствует появлению на рынке энергосберегающих гидросистем, которые работают в приводах МЗР.

Для современных фронтальных погрузчиков, с шарнирно-сочлененной рамой также реализовываются подходы гидрофикации. Это действует больших затрат энергии в приводах, для приведения гидроборудования в движение. Поэтому одно из направлений энергосбережения для фронтальных погрузчиков является повышение эффективности гидропривода, оптимизация его работы, а также рекуперация энергии во время выполнения рабочих операций.

Один из самых распространенных методов энергосбережения - рекуперация энергии, во время выполнения рабочих операций погрузчика, при этом метод имеет недостаток.

Поэтому, совершенствуются гидроприводы, и в частности, одноковшовых фронтальных погрузчиков, с целью повышения их эффективности и сокращения расходов по топливно-энергетическим параметрам.

Фронтальный погрузчик «Амкодор 342В» соответствует основным потребительским требованиям рынка России, закупается по программам для госзакупок (республика Беларусь) [3]. Они конкурентоспособны с аналогами иностранного производства, при этом они уступают по значениям технико-экономических показателей аналогам основных зарубежных брендов стран Южной Кореи, Японии, США, Швеции. К тому же гидравлические системы, установленные на иностранных брендах погрузчиков, являются более производительными. Кроме того, во многих из них установлены энергосберегающие системы. Модернизация гидравлической системы на фронтальном погрузчике «Амкодор 342В» позволяет повысить конкурентные преимущества с аналогами машин зарубежного производства.

Патентный анализ и существующих систем, конструкций позволяет установить, что для модернизации фронтального погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой, перспективно направление в котором используется регулирование работы гидронасоса в гидроприводе машины. В существующих конструкциях [4] рассматривается регулирование двухпоточного насоса. Двухпоточные насосы имеют большие габаритные размеры и массу. Они устанавливаются в экскаваторах – «развитых» гидросистемах этих машин.

Цель работы – предложение энергосберегающей системы гидропривода для фронтального погрузчика. Предложенная система предусматривает, сокращение топливно-энергетических ресурсов в режимах рабочего и холостого хода погрузчика. Данные показатели достигаются за счет использования регулируемого аксиально-поршневого насоса при использовании модернизируемого регулятора.

Вследствие этого установка двухпоточного насоса с регулятором на фронтальный погрузчик представляется нецелесообразным решением. Исходя из этого, предлагается регулятор, основанный на конструкции регулятора для двухпоточного насоса установить, только предназначенный для регулирования однопоточного аксиально-поршневого насоса. После проведенного анализа работы гидропривода, в базовой машине и рассмотрения принципа работы фронтальных погрузчиков, для сокращения потребляемой мощности гидроприводом от ДВС, во время транспортирующих операций, предложено установить на фронтальный погрузчик «Амкодор 342В» регулируемый насос такой же производительности. Данные изменения позволят минимизировать потери мощности при транспортных режимах погрузчика, следовательно, сокращается расход топлива при данных режимах. На базовой машине устанавливается нерегулируемый аксиально-поршневой насос с наклонным блоком (производитель «Пневмостроймашина»). Характеристики приведены в таблице 1.

Таблица 1

Характеристики насоса 310.3.112-04 и 313.3.112 производителя «Пневмостроймашина»

| Параметр | Значение | |
|---|--------------------------------|---------------------------|
| | 310.3.112-04 нерегулируемый | 313.3.112 регулируемый |
| 1.Рабочий объем насоса, см ³ | 112 | |
| 2.давление насоса на выходе, МПа: - номинальное/максимальное | 20/35 | |
| частота вращения насоса, об/мин: -номинальная/максимальная | 1200/3000 | 1200/2000 |
| 3.Подача насоса, л/мин: минимальная/максимальная/предельная | 44,8/224/336 | 44,8/214/321 |
| 4.Коэффициент подачи | 0,95 | |
| 5.Эффективная мощность, кВт | 42 | 46 |
| 6.Масса без рабочей жидкости, кг | 29 | 37,5 |

Данный производитель гидравлического оборудования поставляет на рынок регулируемые аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком серии 313, в том числе с таким же рабочим объемом и давлением. Данные насосы оснащаются различными регуляторами,

которые выбираются в зависимости от видов регулирования в гидросистеме машины и необходимых рабочих параметров гидропривода. Регулятор предназначен для поддержания в системе гидропривода постоянного давления. При возрастании давления в системе до установленного, регулятор автоматически уменьшает подачу насоса, а давление остается прежним. Так же насос оснащается регулятором постоянной мощности, т.е. поддерживается крутящий момент на валу насоса на постоянном уровне, путем изменения производительности, в зависимости от давления в напорной гидролинии. Насос с таким регулятором имеет в основном два режима, соответственно: низкое давление в напорной линии с максимальной подачей и высокое давление в напорной линии с минимальной подачей насоса. Насос этой марки также оборудуется (оснащается) регулятором чувствительным к нагрузке. Этот регулятор, помимо регулировки давления, позволяет изменять величину расхода подачи жидкости насоса, в соответствии с перепадом давления на дросселирующих элементах.

Для предлагаемой энергосберегающей системы, с целью получения максимальной отдачи, необходимо чтобы регулятор изменял значения: 1. при повышении давления в гидросистеме, близкого к настройке предохранительного клапана, уменьшал подачу насоса до минимума; 2. при пуске ДВС насос выдавал минимальную подачу рабочей жидкости; 3. не использовал доп. устройства в работе, для отслеживания параметров гидросистемы; 4. при прогреве ДВС насос имел минимальную подачу; 5. срабатывал без участия машиниста.

Уменьшение подачи насоса с повышением давления в гидросистеме, близкое к настройке предохранительного клапана, позволяет не допустить слив рабочей жидкости обратно в бак через предохранительный клапан, а следовательно, исключает ее перегрев, это не осуществляется при использовании ручного регулятора.

При запуске ДВС на регуляторе выставляются максимальная подача насоса. Это снижает ресурс гидравлических элементов, особенно в зимний период эксплуатации. Также, в данном режиме, в насосе образуются кавитационные процессы.

Регулятор насоса это автоматизированный элемент в управлении, без персонального участия в управлении его работой машиниста, как это происходит с ручным регулятором управления. На основе необходимых параметров регулятора в энергосберегающей системе,

предлагается конструкция регулятора аксиально-поршневого насоса 313 серии производителя «Пневмостроймашина». В табл. 2 приводится сравнение устанавливаемых регуляторов на данный вид насоса и предлагаемого регулятора в модернизации погрузчика «Амкордор».

Из данных, при сравнении в таблице следует, что устанавливаемые регуляторы имеют недостатки, для использования в предлагаемой энергосберегающей системе погрузчика. Поэтому, для наибольшей отдачи энергосберегающей системы, предлагается устанавливать на насос 313 серии разработанный регулятор.

Регулятор разрабатывался на основе конструкции патентного регулятора, но с некоторыми конструктивными изменениями, которые относились к аналогу.

Энергосберегающая гидросистема погрузчика представляет собой штатную, с установленной в нее регулируемого аксиально-поршневого насоса 313 серии и регулятора измененной конструкции.

Таблица 2

Сравнение регуляторов аксиально-поршневых насосов 313 серии

| Вид регулятора | Сброс подачи при повышении давления до максимального значения | Минимальная подача | | Необходимость дополнительных устройств для отслеживания параметров гидросистемы | Персональное управление машиной |
|--|---|--------------------|-----------------------|---|---------------------------------|
| | | при пуске | во время прогрева ДВС | | |
| Регулятор постоянной мощности - давления | + | - | - | - | - |
| Электрический регулятор | - | | + | | + |
| Регулятор чувствительный к нагрузке | | - | + | - | - |
| Ручной регулятор | + | | | + | |
| Разработанный регулятор | + | + | + | - | - |

Модернизированный регулятор отличается следующим: 1) вместо двух каналов для двухпоточного насоса, установлен один; 2) в конструкцию дополнительно установлен упор 10, для ограничения хода

поршня; 3) поршень 4, запрессован в штангу 7, для предотвращения появления вмятин, с целью увеличения долговечности работы регулятора; 4) установлена дополнительная пружина 9, для обеспечения большей точности регулировки и создания плавности работы системы.

Управление регулятора выполняется через блок управления, с которым сообщена полость давления управления (рисунок 3).

Конструкция регулятора аксиально-поршневого насоса изменена с целью обеспечения минимального рабочего объема насоса при пуске гидропривода погрузчика, в режиме холостого хода и при перегрузках гидропривода. Также обеспечения постоянных значений мощности гидропривода при давлении в напорных магистралях 20 МПа и выше этих значений.

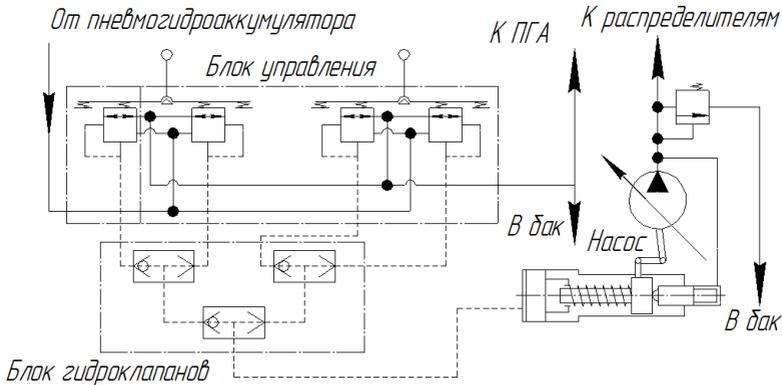


Рис. 3. Схема управления регулятора

Модернизированный регулятор на насос 313 серии устанавливается на место регулятора, которыми насос оснащается производителем. На рисунке 4 показан насос в сборе с предложенным регулятором.

Насос работает следующим образом, крутящий момент передается от ДВС на вал насоса 1 через редуктор отбора мощности погрузчика. На валу насоса закреплены штоки 9, на которых закреплены поршни 10. Во время вращения вала насоса поршни совершают возвратно-поступательные движения внутри блока цилиндров 11. За один оборот поршни проходят стадию всасывания и нагнетания, что соответствует отверстиям на распределителях 13. Распределитель закреплен со штангой регулятора 14. В насосе ход блока ограничивается двумя регулировочными винтами 12. Для восприятия радиально-упорной

нагрузке во время работы насоса, на его валу установлены два радиально-упорных конических подшипника 6 и 7. Во избежание утечек масла на валу установлена манжета 5 и с торца насос закрыт крышкой 2, которая поддерживается упорным кольцом 3. Все элементы установлены в корпусе 4.

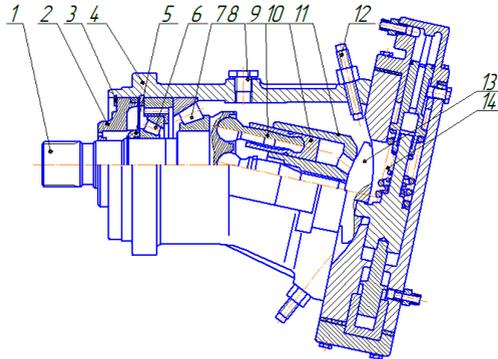


Рис. 4. Насос 313 серии с модернизированным регулятором

Модернизированная конструкция регулятора в энергосберегающей системе гидропривода позволяет решать следующие задачи:

- обеспечить прогрев гидросистемы, не допуская работы на холодной жидкости;
- повысить надежность гидропривода, обеспечивая защиту от перегрузок и исключая кавитационные режимы в насосе;
- снизить затраты энергии в гидроприводе и расход топлива ДВС, повысить ресурс двигателя в режимах холостого хода.

Список литературы

1. Мерданов Ш. М. Гидроприводы строительно-дорожных машин для эксплуатации при низких температурах: монография / Ш. М. Мерданов, В. В. Конев, Г. Г. Закирзаков. – Тюмень : ТИУ, 2016. - 160 с. – Текст : непосредственный.
2. Ковригин В.Г. Одноковшовые фронтальные погрузчики [Текст] / Ковригин В.Г. // Основные Средства. – 2011. - № 6. - С. 23-30.
3. Герасимович, А. К. Руководство по эксплуатации 342В.00.00.000РЭ / А. К. Герасимович [и др.]. – Мн.: ОАО «Амкодор», 2012. – 242с.
4. А. с. 1530803 Российская Федерация, МПК6 F04В 49/08, F04В 1/26. Регулятор сдвоенного аксиально-поршневого насоса [Текст] / Беловодский К.Л., Шмуклер В.Г.; заявитель и патентообладатель «головное специальное конструкторско-технологическое бюро торфяного машиностроения». – №4391860; заяв. 06.01.1988; опубл. 23.12.1989, Бюл. №47.

УДК 007.52

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОБИЛЬНОГО РОБОТА ДЛЯ КОНТРОЛЯ
УТЕЧКИ ГАЗОВ

Мишин А. В.¹, Бородин А. А.¹

1. ФГАОУ ВО Российский университет транспорта (МИИТ), г. Москва

В настоящее время мобильные роботы находят все более широкое применение для выполнения различных задач в условиях, когда присутствие человека в зоне их работы или невозможно по соображениям безопасности, либо же нежелательно из-за ограничения производительности обслуживаемого технологического оборудования. Аварийно-спасательные работы являются крайне сложным и опасным видом деятельности. В работе приводятся этапы разработки мобильного робота для контроля утечки газов, что приведет к уменьшению жертв и увеличению производительности на производстве.

Ключевые слова: мобильный робот, передвижение, аварийно-спасательные работы, эффективность, безопасность.

ENGINEERING OF A MOBILE ROBOT FOR GAS LEAKS CONTROL

Mishin A. V.¹, Borodin A. A.¹

1. Russian University of Transport (MIIT), Moscow

Nowadays, mobile robots are increasingly used to complete various tasks in conditions where the presence of humans in the area of their work is either impossible for safety reasons or objectionable due to the limited productivity of the technological equipment being serviced. Emergency rescue work is an extremely complex and dangerous form of activity. The paper presents the steps in the development of a mobile robot to gas leaks control, which will reduce casualties and increase productivity in manufacturing.

Key words: mobile robot, navigating, emergency rescue, efficiency, safety.

Мобильный робот — это автономное устройство, способное передвигаться по различным поверхностям, используя колеса, гусеницы или другие механизмы передвижения [1].

Мобильный робот всегда оснащается навигацией для определения своего местоположение в окружающей среде и построения карты местности, в которой необходимо построить путь от начальной точки до конечной.

Во время аварийно-спасательных работ спасатели сталкиваются с рядом проблем, которые могут затруднить выполнение их задач и повысить риск для их жизни и здоровья, но благодаря мобильным роботам эти проблемы можно устранить [2]:

- ограниченный доступ и препятствия (мобильные роботы могут использоваться для проникновения в труднодоступные места и обследования опасных зон. Они могут преодолевать обломки и мусор, чтобы достичь пострадавших или найти пути эвакуации);

- опасные условия (мобильные роботы могут быть оснащены датчиками и инструментами, которые позволяют им работать в опасных условиях, таких как пожары или химические утечки. Они могут быть более устойчивыми к опасностям, чем люди);

- ограниченное время (мобильные роботы могут быть запрограммированы для выполнения задач быстро и эффективно. Они могут быстро перемещаться по территории и выполнять необходимые действия без задержек);

- психологическое напряжение (мобильные роботы могут быть использованы для выполнения задач, которые могут быть тяжело выполнимы для людей из-за психологического напряжения. Например, они могут искать и извлекать погибших или травмированных людей, освобождая спасателей от этой тяжелой работы);

- коммуникационные трудности (мобильные роботы могут быть оснащены средствами коммуникации, такими как радиосвязь или видеосвязь, что облегчает передачу информации между спасателями и роботами. Это позволяет лучше координировать действия и принимать более информированные решения).

Однако, несмотря на все преимущества, мобильные роботы не могут полностью заменить спасателей. Они должны быть использованы в сочетании со спасательными отрядами, чтобы обеспечить максимальную эффективность и безопасность при выполнении аварийно-спасательных работ.

Цель работы: разработка конструкции и программного обеспечения мобильного аварийно-спасательного робота

Задачи:

- обзор конструкций мобильных роботов;
- проектирование механической части мобильного робота;
- проектирование электрической части мобильного робота;
- моделирование работы мобильного робота;
- визуализация данных от датчиков мобильного робота;
- реализация методов навигации при моделировании мобильного робота;

- разработка графического интерфейса для дистанционного управления мобильным роботом.

В системах навигации мобильных роботов используют SLAM (Simultaneous Localization and Mapping) — алгоритм, используемый в мобильных роботах для одновременного определения их местоположения и создания карты окружающей среды [3]. Он основан на расширенном фильтре Калмана, который является математической моделью для оценки состояния системы на основе наблюдений и управления.

Точное определение местоположения – невозможно, так как каждый датчик имеет ошибку измерений, которая накапливается в процессе работы. В этом случае основной целью алгоритма является минимизация этой ошибки. Для компенсации ошибок используются фильтр Калмана и фильтр частиц, которые существенно ускоряют процесс управления и оптимизируют вычислительные затраты.

Карта местности может быть 2D, 3D. Она может состоять из множества точек, которые описывают траектории движения или геометрию пространства, множества ячеек, которые обозначают свободные или занятые области [4]. Также возможно использование топологической карты, на которой каждый объект принадлежит к определенной группе других объектов. Все это порождает огромное количество различных подходов к решению задачи, каждый из которых может, как упростить ее, так и усложнить.

В алгоритме SLAM есть расширение AMCL (Adaptive Monte Carlo Localization), которое позволяет роботам адаптироваться к изменениям в окружающей среде и уточнять свое местоположение на основе новых данных. Он использует метод Монте-Карло для генерации и обновления частиц, представляющих возможные положения робота.

Этапы работы над проектом.

После проектирования механической части робота и выбора электронных и электрических комплектующих требуется разработать программное обеспечение.

Программное обеспечение будет разработано с помощью фреймворка ROS на языке программирования Python. ROS (Robot Operating System) — это гибкая и распределенная платформа для разработки программного обеспечения роботов [5]. Она предоставляет набор инструментов, библиотек и средств для управления аппаратными ресурсами, коммуникации между компонентами системы, управления устройствами и обработки данных.

Моделирование работы робота (применение SLAM и AMCL) в условиях аварийно-спасательных операций требуется провести в

Gazebo. С помощью RViz требуется построить графики по показаниям датчиков.

После этого необходимо разработать графический интерфейс для дистанционного управления мобильным роботом.

В работе рассматривается проектирование мобильного робота для контроля утечки газов (определение содержания взрывоопасных газов). Мобильный робот будет необходим на производстве, в шахтах и силосах для хранения сыпучих материалов.

Рассмотрим два сценария работы мобильного робота.

Первый - робот проезжает по заданному маршруту с помощью автоматического управления и на протяжении всего пути производит замеры концентрации газов. Благодаря камерам и датчикам оператор может в реальном времени следить за технологическим процессом, за результатами, полученными с датчиков, и повлиять на работу с помощью дистанционного управления.

Второй - робот проезжает по заданному маршруту с помощью дистанционного управления и на протяжении всего пути производит замеры концентрации газов. Благодаря камерам и датчикам оператор может в реальном времени следить за технологическим процессом и за результатами, полученными с датчиков.

Описанные этапы являются частью дорожной карты по проектированию мобильного робота для утечки газов.

Список литературы

1. Джозеф Л. Изучение робототехники с помощью Python. / пер. с англ. Корягина А.В. – М.: ДМК Пресс, 2019. – 250 с.: ил.
2. Мотиенко, А.И., Ронжин, А.Л. Павлюк, Н.А. Современные разработки аварийно-спасательных роботов: возможности и принципы их применения / Научный вестник НГТУ – 2015. – №3. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/sovremennye-razrabotki-avarijno-spasatelnyh-robotov-vozmozhnosti-i-printsipy-ih-primeneniya?ysclid=llmdufm95a334481667>, (дата обращения 20.08.2023).
3. Сайт Wikipedia – URL: [https://ru.wikipedia.org/wiki/SLAM_\(метод\)](https://ru.wikipedia.org/wiki/SLAM_(метод)), (дата обращения 10.08.2023).
4. Сайт habr – URL: <https://habr.com/ru/articles/327888/>, (дата обращения 10.08.2023).
5. Сайт navigation.ros.org – URL: https://navigation.ros.org/tutorials/docs/navigation2_with_slam.html, (дата обращения 10.08.2023).

УДК 621.865.8

РОБОТИЗАЦИЯ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ
АВТОСЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА

Мишин А.В.¹, Кужагалиева Ж.Р.¹

1. ФГАОУ ВО Российский университет транспорта (МИИТ), г. Москва

Автосцепное устройство – один из важнейших элементов подвижного состава, состояние которого влияет на безопасность движения. Помимо сцепа вагонов, оно снижает продольно-динамические нагрузки, в результате чего нуждается в своевременном выявлении трещин методами неразрушающего контроля и ремонте. Роботизация неразрушающего контроля способствует повышению качества и стабильной работе участка, оптимизации затрат и максимального исключения человеческого фактора.

Ключевые слова: робототехника, неразрушающий контроль, поверхностные дефекты, автосцепное устройство, магнитопорошковый метод.

**ROBOTIZATION OF NON-DESTRUCTIVE CONTROL OF THE
AUTOMATIC COUPLING DEVICE**

Mishin A.V.¹, Kuzhagalieva Z.R.¹

1. Russian University of Transport (MIIT), Moscow

The automatic coupling device is one of the most important elements of the rolling stock, the condition of which affects traffic safety. In addition to the coupling of wagons, it reduces longitudinal dynamic loads, as a result of which it needs timely detection of cracks by non-destructive testing methods and repair. Robotization of non-destructive testing contributes to improving the quality and stable operation of the site, optimizing costs and eliminating the human factor as much as possible.

Key words: robotics, nondestructive testing, surface defects, automatic coupling device, magnetic powered method.

Целью работы является предложение технического решения по роботизации процесса неразрушающего контроля автосцепного устройства. В статье рассматривается пример роботизации с использованием магнитопорошкового метода. Задачи, которые необходимо решить: обзор методов неразрушающего контроля автосцепного устройства, обзор технологии магнитопорошкового контроля корпуса автосцепного устройства, выбор дефектоскопа, проектирование роботизированной ячейки с оснасткой.

Для эксплуатации подвижного состава очень важна проверка его составных частей на предмет повреждений для организации наиболее эффективных ремонтных работ. На данный момент в производстве широко применяют неразрушающий контроль, который позволяет проверить качество продукции без нарушения ее целостности и пригодности к использованию. Современные методы неразрушающего контроля выявляют нарушения сплошности материала изделий, осуществляют контроль геометрических параметров и позволяют оценивать физико-химические свойства материала изделий. Один из способов – неразрушающий контроль с применением дефектоскопов – основан на получении информации в виде электрических, световых и прочих сигналов о качестве проверяемых объектов.

Для выявления трещин в корпусе автосцепного устройства используют вихретоковый и магнитопорошковый методы.

Вихретоковый метод применяется для обнаружения дефектов, залегающих на поверхностном слое электропроводящего материала и определения толщины покрытий.

Магнитный метод применяется для обнаружения дефектов, залегающих в поверхностном слое магнитного материала и определения толщины покрытий. Магнитный метод выполняют с использованием следующих методов, отличающихся по способу получения первичной информации:

- магнитопорошкового;
- индукционного;
- феррозондового [1].

Основной проблемой использования методов неразрушающего контроля является выполнение их с помощью ручного труда.

В статье рассмотрены особенности проведения роботизированного неразрушающего контроля повреждений корпуса (хвостовика) автосцепного устройства с помощью магнитопорошкового метода. Данный метод имеет ряд преимуществ:

- Выявление самых разных поверхностных дефектов. Метод применяется для поиска шлифовочных, усталостных, штамповочных, ковочных, закалочных, деформационных, травильных трещин, волосовин, а также закатов, флокенов, расслоений, надрывов. В сварных швах МПД способен выявлять подрезы, непровары, трещины, наличие окисных, шлаковых и флюсовых включений.

- Высокая чувствительность. Эффективен для обнаружения невидимых и слабо видимых поверхностных дефектов.

- Возможность проведения на объектах, покрытых немагнитным материалом (лакокрасочные материалы, цинк, медь, кадмий и пр.)

Магнитопорошковый контроль хвостовика автосцепки проводится с помощью способа приложенного поля – намагничивание объекта контроля проводится одновременно с нанесением дефектоскопического материала

Зоны контроля корпуса автосцепного устройства включает в себя поверхность хвостовика (поз. 1), включая переходы от хвостовика к головной части, перемычку хвостовика, кромки отверстия для клина тягового хомута (рис. 1) [2]. Контроль зон (поз. 2-5) в данной работе не рассматривается.

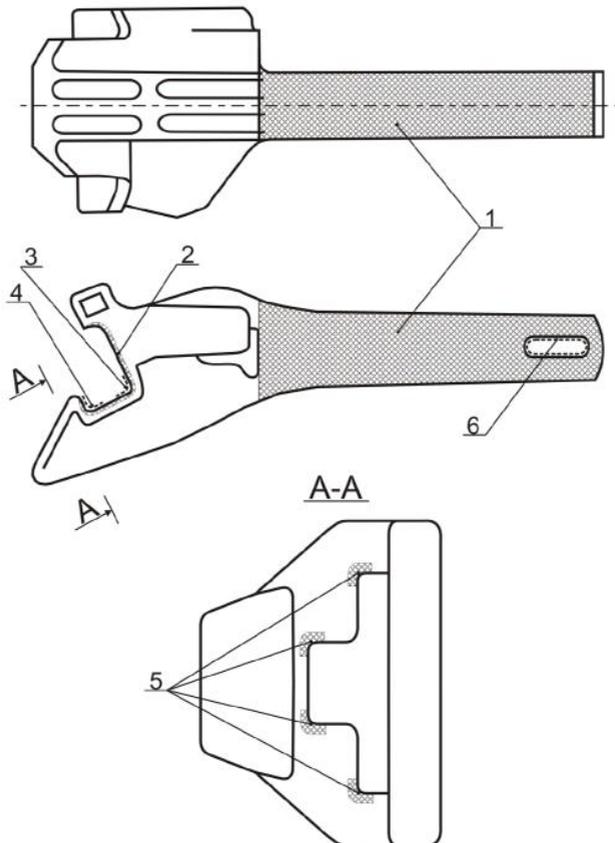


Рис. 1. Зоны контроля корпуса автосцепного устройства

Технология проведения магнитопорошкового неразрушающего контроля проводится в следующем порядке [3]:

1. Корпус автосцепки закрепляется на поворотном стенде, таким образом, чтобы одна из плоскостей хвостовика располагалась под углом не менее 10° к горизонтали

2. Соленоид устанавливается у перемычки под углом $(35 \pm 5)^\circ$ к оси хвостовика так, чтобы хвостовик частично входил в отверстие соленоида, на этом этапе включается соленоид.

3. Наносится порошковая суспензия на открытые для осмотра поверхности хвостовика

4. В течение 5-10 с после стекания суспензии поверхность осматривается, на этом этапе выключают соленоид.

5. Соленоид надевается на хвостовик в зоне перемычки, максимально поднимая его

6. Соленоид включается, наносится суспензия в пределах зоны ДН на две верхние плоскости.

7. В течение 5-10 с после стекания суспензии осматриваются две верхние плоскости в пределах зоны достаточной намагниченности

8. Соленоид медленно перемещается вдоль хвостовика, одновременно с этим наносится суспензия на две верхние плоскости хвостовика

9. Соленоид останавливают на максимально близком расстоянии от головки.

10. Суспензия наносится на участки примыкающие к головке, в том числе переход от хвостовика к головке. Нанесение суспензии останавливается.

11. После стекания суспензии в течение 5-10 с осматриваются две верхние плоскости хвостовика, особое внимание уделяется зоне перехода от хвостовика к голове.

12. Соленоид выключается и возвращается к перемычке.

13. Далее корпус автосцепки поворачивается на 180° и контроль повторяется.

Для дефектоскопии корпуса автосцепки используется дефектоскоп МД-12ПШ. Данное устройство предназначено для обнаружения поверхностных поперечных трещин в шейках и предступичных частей осей вагонных колёсных пар и хвостовиках автосцепок. Намагничивающее устройство дефектоскопа выполнено в виде круглого соленоида с отверстием. Магнитное поле по мере удаления от торцов корпуса соленоида симметрично убывает. Помещенные внутрь отверстия детали намагничиваются симметрично относительно торцов корпуса. Технические характеристики МД-12ПШ представлены в таблице 1.

Таблица 1

| Параметр | Значение |
|--|-------------|
| Диаметр рабочего отверстия, мм | 200 |
| Эффективное значение тока намагничивания, А | 45 |
| Порог чувствительности: ширина раскрытия, от, мм | 0,02 |
| Протяженность, от, мм | 5 |
| Разрешающая способность, не более, мм | 10 |
| Амплитудное значение напряженности магнитного поля намагничивающего устройства без контролируемой детали, в центре рабочего отверстия, А/м | 18000 |
| Напряжение питания, В | ~220±10% |
| Габаритные размеры, мм | |
| блока управления | 275x520x320 |
| намагничивающего устройства | 508x76x330 |

Для проведения дефектоскопии хвостовика автосцепки требуется специальная оснастка, надежно фиксирующая автосцепное устройство в любом положении и позволяющая прокручивать его для смены рабочей плоскости.

Основным критерием выбора робота является грузоподъемность. Учитывается масса дефектоскопа, форсунок и траверсы. На основе данной информации требуется выбрать промышленного робота, спроектировать оснастку, выполнять планировку роботизированной ячейки, спроектировать электрическую схему с цепями безопасности.

Список литературы

- ГОСТ 34513–2018. Система неразрушающего контроля продукции железнодорожного назначения. Основные положения: Межгосударственный стандарт: дата введения 2019-09-01 / Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. – Изд. официальное. – М.: Стандартиформ. 2018. – 12 с.
- ПР НК В.4 Правила неразрушающего контроля деталей сцепных устройств, транспортера, тормозного и электрического оборудования и других деталей вагонов при ремонте. Специальные требования: дата введения 2015-01-01 – 82 с.
- РД 32.159–2000 Магнитопорошковый метод неразрушающего контроля деталей вагонов: дата введения 2000-01-01 – 120 с.

УДК 621.865.8

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ЗАКРУЧИВАНИЯ ГАЕК ДЛЯ АВТОНОМНОЙ РАБОТЫ РОБОТИЗИРОВАННОЙ ЯЧЕЙКИ

Мишин А.В.¹, Макаров А.Д.¹,

1. ФГАОУ ВО Российский университет транспорта (МИИТ),
г. Москва.

На данный момент машиностроение в мире занимает большую часть производства, являясь одним из лидеров двигателей мировой экономики. Роботизированные производства автомобилей обгоняют не роботизированные по безопасности на производстве, по количеству выпускаемых автомобилей и т.д. Цель работы - разработать специальное устройство для обеспечения автономной работы спроектированной роботизированной ячейки по установке частей днища кузова легковых автомобилей на специальное приспособление.

Ключевые слова: робот, гайка, крепление, закручивающее устройство.

DEVELOPMENT OF A NUTS TIGHTENING SYSTEM FOR AUTONOMOUS OPERATION OF A ROBOTIC CELL

Mishin A.V.¹, Makarov A.D.¹

1. Russian University of Transport (MIIT), Moscow

At the moment, mechanical engineering in the world occupies a large part of production, being one of the leaders in the engines of the world economy. Robotic car production overtakes non-robotic ones in terms of safety at work, in terms of the number of cars produced, etc. The goal is to develop a special device to ensure autonomous operation of the designed robotic cell by installing parts of the bottom of the car body on a special device.

Key words: robot, nut, mount, twisting device.

Данная тема началась разрабатываться в ходе выполнения бакалаврской выпускной квалификационной работы. Далее принято решение о продолжении разработки в этой области в рамках магистерской диссертационной работы. Изначально в рамках бакалаврской выпускной квалификационной работы было решено использовать для робота IRB 4600 только один двухпальцевый захват SAMSYS OnRobot RG2 [1], который выполняет сразу две задачи. Но при работе над диссертацией для улучшения роботизированного комплекса принято решение по доработке существующего гайковёрта, который

будет устанавливаться на механический интерфейс промышленного робота IRB 4600 [2] вместе с двухпальцевым захватом на специальное устройство Dual Quick Changer [3] и выполнять задачу по закручиванию гаек. Модернизированный гайковерт и захватное устройство будут крепиться к Dual Quick Changer с помощью системы смены инструмента. Устройство Dual Quick Changer приведено на рисунке 1.



Рис. 1. Устройство OnRobot Dual Quick Changer

Для реализации модернизированного гайковерта будет взят готовый шуруповёрт для доработки его отдельных частей. Планируется выбрать существующий специальный переходник под гайку M42 [4], который надевается на конец устройства. Так же необходимо убрать рукоятку и перенести управление работой шуруповёрта с кнопки на логику робота. На рисунке 2 приведён пример чертежа шуруповёрта.

Гайки типа M42 с самым низким классом прочности имеют момент затяжки 1139 Н*м [5], а это значит, что выбираемое оборудование не должно повредить резьбу или перетянуть саму гайку во время процесса закручивания. Но стоит уточнить, что влияние будет на время самого процесса закручивания, так как выбираемое оборудование разрабатывалось для работы с меньшими диаметрами. Данное влияние на время выполнения процесса не будет критичным. Ниже, на рисунке 3, представлена уже готовая, специальная головка-переходник на шестигранную гайку с диаметром под ключ в 65 мм для шуруповёрта.

BS 18 LTX-3 BL Q I 6.02355

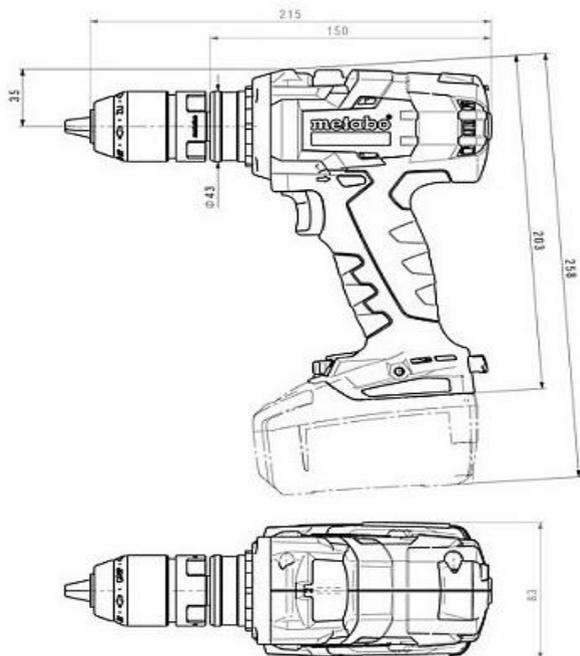


Рис. 2. Пример чертежа шуруповёрта [3]



Рис. 3. Специальная головка-переходник на шестигранную гайку [6]

Стоит отметить, что у компании onRobot существует уже разработанная система закручивания для роботов. На рисунке 4 представлена рукоятка с механизмом закручивания для крепежа на робота [7].



Рис. 4. Рукоятка с механизмом закручивания onRobot

Можно использовать данное готовое решение, но влияние на время процесса закручивания будет больше, так как данная система разрабатывалась для точной работы с микроэлектроникой.

Список литературы

1. Сайт SAMSYS OnRobot – URL: https://samsys.eu/wp-content/uploads/2021/11/Datasheet_RG2_v1.0_EN.pdf, (дата обращения 02.08.2023).
2. Сайт ABB - URL: <https://new.abb.com/products/robotics/robots>, (дата обращения 02.08.2023).
3. Сайт SAMSYS OnRobot – URL: https://www.samsys.eu/wp-content/uploads/2021/11/Datasheet_QuickChangers_v1.2_EN.pdf, (дата обращения 02.08.2023).
4. Сайт METIZOREL – URL: <https://metizorel.ru/gayka52645.html>, (дата обращения 02.08.2023).
5. Сайт СуперКрепеж – URL: <https://www.super-krepeg.ru/moment-zatyazhki/>, (дата обращения 02.08.2023).
6. Сайт Metabo – URL: <https://m.illeon.ru/akkumulyatornaya-drel-shurupovert-metabo-bs-18-ltx-3-bl-q-i-powerx3-602355770-id16304.html>, (дата обращения 02.08.2023).

7. Сайт VseInstrumenti – URL: <https://www.vseinstrumenti.ru/product/golovka-udarnaya-6-grannaya-65-mm-85-mm-1-force-48565-920476/>, (дата обращения 02.08.2023).

8. Сайт SAMSYS OnRobot – URL: https://onrobot.com/sites/default/files/documents/Datasheet_Screwdriver_%26_Screwfeeders.pdf?_gl=1*1cvheo0*_ga*MTYyMTM5MjU0OS4xNjkwNzg0MTI4*_up*MQ.., (дата обращения 02.08.2023).

УДК 621.8:62-2

НАВЕСНОЙ ВИБРОТРАМБОВЩИК ДЛЯ ЭКСКАВАТОРА

Мунасипов Д.И.¹, Габдуллин Т.Р.¹, Кафиев И.Р.²

1. ФГБОУ ВО Казанский Государственный Архитектурно-строительный Университет г.Казань

2. ФГБОУ ВО Башкирский государственный аграрный университет, г. Уфа

Навесной трамбовщик для экскаватора является одним из ключевых элементов в современном строительстве и дорожном хозяйстве. Он позволяет уплотнять грунт, асфальт и другие материалы на строительных площадках, дорогах, аэродромах и других объектах, что является необходимым условием для создания качественных и долговечных объектов.

Такие трамбовщики уже сейчас обладают высоким спросом среди строителей, благодаря удобству работы с ним, безопасности, низкой стоимости по сравнению полноценной техники.

В данной работе предлагается дополнительное оборудование, устанавливаемое на стандартный одноковшовый экскаватор, представляющее вибротрамбовочное устройство, которое монтируется на стрелу экскаватора.

Ключевые слова: вибротрамбовщик, грунт, давление на грунт, вибрация, эффективность

MOUNTED VIBRATION RAMMER FOR EXCAVATOR

Munasipov D.I.¹, Gabdullin T.R.¹, Kafiev I.R.²

1. Kazan State University of Architecture and Engineering, Kazan

2. Bashkir State Agrarian University, Ufa

A mounted rammer for an excavator is one of the key elements in modern construction and road construction. It allows compacting soil, asphalt and other materials on construction sites, roads, airfields and other facilities, which is a prerequisite for creating high-quality and durable facilities.

Such rammers are already in high demand among builders, thanks to the convenience of working with it, safety, low cost compared to full-fledged equipment.

In this paper, the equipment is proposed, which is an additional equipment installed on a standard single-bucket excavator, which is a vibrating tamping device that is mounted on the excavator boom.

Keywords: vibration rammer, soil, ground pressure, vibration, efficiency

Для получения качественного покрытия требуемых свойств, отвечающего соответствующим требованиям, требуется обеспечить эффективную работу трамбующей техники и инструмента. Исходный материал покрытия должен быть высокой марки.

Существует несколько способов уплотнения грунта:

Механический способ – это использование тяжелых технических средств, таких как катки, виброплиты, грунтовые катки и т.д. Они используются для уплотнения грунта на больших площадях.

Химический способ – состоит в использовании различных реагентов, таких как цемент, известь, глина, полимеры и другие добавки. Эти реагенты помогают улучшить свойства грунта и уплотнить его.

Термический способ – это использование нагрева или охлаждения грунта до определенной температуры. Этот метод может быть использован для твердых грунтовых пород, таких как глина или глинистый песок.

Гидромеханический способ – это метод, который использует воду для уплотнения грунта. Он состоит в использовании мощной струи воды для промывки грунта в корне.

Электромеханический способ – это новый метод, который использует электричество для уплотнения грунта. Он основан на том, что электрический ток создает нагрев грунта, что повышает его плотность.

Каждый из этих способов может быть использован в зависимости от типа грунта и условий строительства.

Остановимся на механическом методе уплотнения грунта

Конструкция навесного трамбовщика для экскаватора включает в себя раму, на которую устанавливается рабочий орган, состоящий из пластин и вибратора. Рабочий орган приводится в движение гидравлическим приводом, который обеспечивает необходимую силу уплотнения материала.

Принцип работы навесного трамбовщика заключается в опускании рабочего органа на поверхность материала и последующем вибрировании, что приводит к уплотнению материала. Гидравлический привод обеспечивает необходимую силу уплотнения. Одной из особенностей

навесного трамбовщика для экскаватора является его универсальность и мобильность, поскольку он может быть установлен на любой тип экскаватора и использоваться на различных объектах, что значительно сокращает затраты на технику и обслуживание.

Эффективность и экономическая выгода использования навесного трамбовщика заключаются в повышении производительности работ, сокращении времени их выполнения и улучшении качества. Более того, использование данного устройства помогает снизить расходы на технику и обслуживание, что является важным фактором экономической эффективности.

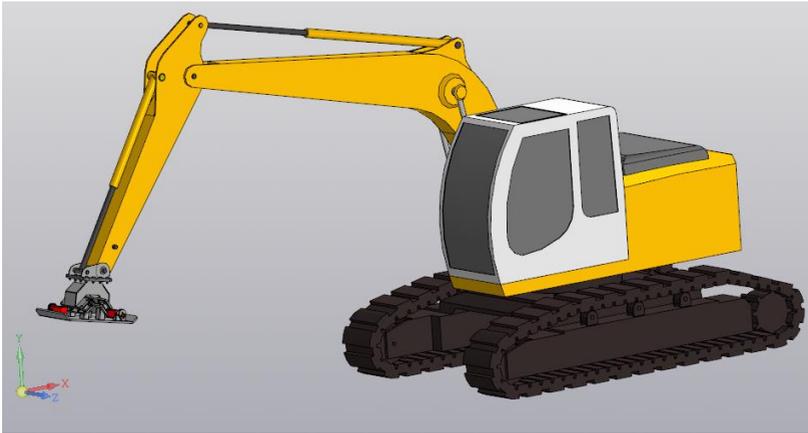


Рис.1. Экскаватор предлагаемым оборудованием

Таким образом, навесной трамбовщик для экскаватора является необходимым условием для успешного выполнения строительных и дорожных работ. Он повышает производительность и качество работ, сокращает затраты на технику и обслуживание, а также улучшает условия труда для рабочих на строительной площадке.

Предлагаемое оборудование (рисунок 1,2) значительно повышает проходимость, производительность и эффективность работ на тяжело проходимых участках местности для транспортирования груза и других процессов в условиях отсутствия дорожного полотна.

Задача проекта заключается в увеличении проходимости грузовых автомобилей при транспортировке и строительных процессах в условиях полного отсутствия дорожного полотна. Застраивание диких тер-

риторий и быстрое развитие строительства часто создают много осложнений в плане транспортировки строительной техники и материалов. Предлагаемое оборудование является наилучшим решением данной проблемы.

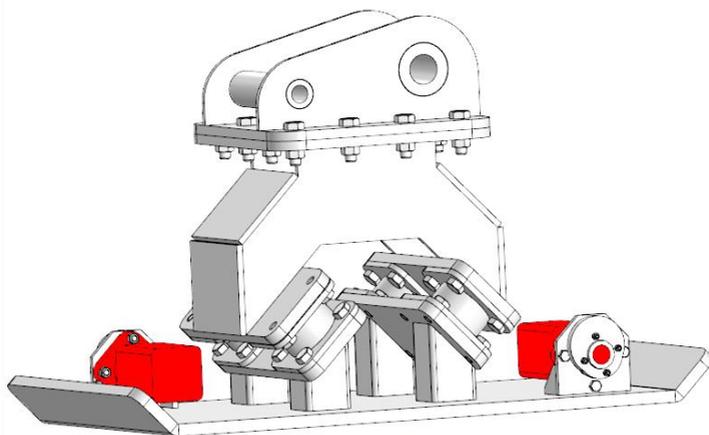


Рис.2. Предлагаемое оборудование

Экономическое обоснование данного проекта было проведено методом сравнения предлагаемого вибротрамбовочного устройства с сопоставимым оборудованием Delta, которое достаточно широко закупается российскими компаниями.

Сравниваемое оборудование, как и предлагаемое, можно установить на стрелу экскаватора.

Исходные данные для расчётов существующего оборудования Delta CP 25 и проектируемого сведены в таблицу 1.

Для расчетов была выбрана методика сравнительной эффективности, поэтому затраты рассчитываются по элементам, которые отличаются в сравниваемых вариантах. При этом принимаем условие, что накладные расходы остаются неизменными.

Расчеты были проведены с учетом производительности одной единицы техники. Однако при строительстве дорог часто используются различные уплотняющие дорожные машины, которые могут дублироваться. Для более эффективного выполнения работ требуется применение нескольких машин одной группы, например легких экскаваторов с навесным оборудованием.

На основании расчетов можно сделать вывод, что внедрение вибротрамбовки в дорожно–строительную отрасль является экономически выгодным и технически целесообразным решением.

Таблица 1

Исходные данные

| Характеристики | Тип техники | |
|---|-------------|----------------------|
| | Delta CP 25 | Предлагаемый вариант |
| Стоимость Цд, руб. | 550000 | 220000 |
| Мощность N, кВт | 50 | 15 |
| Рабочий вес, кг | 230 | 260 |
| Рабочая ширина, мм | 390 | 550 |
| Средневзвешенный коэффициент использования мощности двигателя Кдм | 0,8 | 0,85 |
| Продолжительность рабочей смены Тсм, ч. | 8 | 8 |
| Годовой расход топлива экскаватора Вт, л/год | 16000 | 16000 |
| Количество машинистов (операторов) Ч | 1 | 1 |
| Цена дизельного топлива Цт, руб./л. | 53,9 | 53,9 |
| Годовой фонд времени рабочего Фраб, ч./чел. | 1900 | 1900 |
| Средняя часовая тарифная ставка Стар, руб/час | 120 | 120 |
| Коэффициент, учитывающий отчисления во внебюджетные фонды Квбф | 1,3 | 1,3 |
| Годовой объем работ (O _{год}), м/ч | 500 | 500 |

Использование вибротрамбовки вместо катка также позволяет снизить количество работающего персонала на строительной площадке, уменьшая тем самым человеческий фактор, который может быть причиной возникновения различных дефектов и аварий.

В данной работе была решена задача разработки проекта навесного вибротрамбовщика для экскаватора.

Был проведен анализ существующих аналогов и определены основные проблемы в данной области. На основе этого был разработан проект конструкции навесного вибротрамбовщика, удовлетворяющий требованиям эксплуатации.

В процессе исследований были проведены прочностные испытания на АПМ навесного вибротрамбовщика на экскаваторе и оценены его характеристики [1...3].

Проведенная технико-экономическая оценка показала, что использование разработанного оборудования экономически целесообразно и обладает более высокой производительностью при уплотнении грунтов.

Таким образом, разработанная конструкция навесного вибротрамбовщика может быть рекомендована для использования в строительстве и других областях, где требуется уплотнение грунтов. Дальнейшая работа может быть направлена на улучшение и доработку проекта для расширения его возможностей и придания ему большей эффективности.

В целом, проект разработки навесного вибротрамбовщика для экскаватора является актуальным и перспективным. Данный инновационный подход может привести к снижению затрат на строительство и уплотнение грунтов, повышению производительности и качества работ и улучшению общей экологической ситуации на местах строительства [4...6].

В процессе разработки проекта было выявлено множество технических, экономических и экологических факторов, которые были учтены в построении конечного продукта. Однако, можно продолжить работу над проектом и доработать его в соответствии с возможными потребностями и новыми технологическими требованиями.

Таким образом, разработка навесного вибротрамбовщика для экскаватора - это не только актуальный и перспективный проект, но и шаг вперед к эффективному и экологически безопасному строительству, который может иметь положительное влияние на развитие инженерной отрасли.

Список литературы

1. Ченсов Р.Р., Габдуллин Т.Р. Разработка сменного дробильного рабочего органа к одноковшовому экскаватору. Техника и технология транспорта. 2021. № 3 (22). С. 2.
2. Габдуллин Т.Р., Хамматов А.А. Разработка виброприцепа на асфальтоукладчик. // Интерстроймех - 2016 : сборник докладов XX Международной научно-технической конференции (Москва, 10-14 октября 2016 г.) / ред. кол.: С.Я. Галищков [и др.] ; М-во образования и науки Рос. Федерации, Нац. исследоват. Моск. гос. строит. ун-т Москва: НИУ МГСУ, 2016, С. 154-159.
3. Габдуллин Т.Р., Зимдеханов М.М. Обоснование схемы и параметров центробежного разбрасывателя песка и реагентов. // Известия КГАСУ, 2014, № 4(30). С. 484-489.
4. Габдуллин Т.Р., Зимдеханов М.М. Разработка демаркировщика с гидродинамическим рабочим органом кавитационного типа. // Известия КГАСУ, 2014, № 4(30). С. 464-469.
5. Габдуллин Т.Р. Разработка лесопильного узла к одноковшовому экскаватору. // Механизация строительства, 2015, №8 (854). - С. 6-8.

6. Миролубов Д.И., Габдуллин Т.Р. Зарубежная спецтехника и оборудование в дорожно-строительной отрасли // Техника и технология транспорта. 2019. № 3(14). С. 15.

УДК 621.8:62-2

НАВЕСНОЙ ВИБРАЦИОННЫЙ КАТОК ДЛЯ МИНИПОГРУЗЧИКА

Муртазин Р.Ш.¹, Габдуллин Т.Р.¹, Кафиев И.Р.²

1. ФГБОУ ВО Казанский Государственный Архитектурно-строительный Университет г.Казань
2. ФГБОУ ВО Башкирский государственный аграрный университет, г. Уфа

В дорожном строительстве уплотнение дорожного покрытия играет важную роль, влияя на качество и безопасность дорог, а также на ресурс твердого покрытия и сроки ремонтных работ. Однако, в отличие от первоначальных этапов строительства, таких как создание проекта дороги и подготовка грунтового основания, процесс уплотнения не получил достаточного внимания в современных технологиях и разработках. Несмотря на это, уплотнение и укатка имеют огромное значение для создания качественного дорожного покрытия.

В данной работе предлагается дополнительное оборудование, устанавливаемое на стандартный погрузчик, представляющий из себя навесной вибрационный каток, который монтируется на подъемную раму погрузчика. За базовую машину взят погрузчик Bobcat S850, грузоподъемностью в 2 тонны. Вибрационные элементы навесного катка приводятся в действие гидромотором, подключенным к собственной гидросистеме погрузчика.

Ключевые слова: минипогрузчик, вибрационный каток, вибрация, навесное оборудование

MOUNTED VIBRATING ROLLER FOR MINI LOADER

Murtazin R.S.¹, Gabdullin T.R.¹, Kafiev I.R.²

1. Kazan State University of Architecture and Engineering, Kazan
2. Bashkir State Agrarian University, Ufa

In road construction, road surface compaction plays an important role, affecting the quality and safety of roads, as well as the resource of the hard surface and the timing of repair work. However, unlike the initial stages of construction, such as the creation of a road project and the preparation of a soil foundation, the compaction process has not received sufficient attention in modern technologies and developments. Despite this, compaction and rolling are of great importance for creating a high-quality road surface.

In this paper, we propose equipment consisting of additional equipment installed on a standard loader, which is a mounted vibrating roller, which is mounted on the lifting frame of the loader. The Bobcat S850 loader with a load capacity of 2 tons is taken as the base machine. The vibrating elements of the mounted roller are driven by a hydraulic motor connected to the loader's own hydraulic system.

Keywords: mini loader, vibrating roller, vibration, attachments

Применяемая для уплотнения техника различается в зависимости от того, укладывается ли земляная насыпь или твердое дорожное покрытие. За счет наличия кулачков и решетчатой формы уплотняющей поверхности, кулачковые и решетчатые катки не подходят для уплотнения твердого покрытия. Это требует увеличения модельного ряда соответствующей техники, включая гладковальцевые и пневмоколесные катки статического и вибрационного действий. Одна единица уплотняющей техники не может выполнить весь объем работ самостоятельно, что ведет к повышению затрат [1,2].

В качестве альтернативы каткам с несъемными вальцами, применяются навесные виброкатки, основными преимуществами которых, являются их универсальность, мобильность, эффективность, экономия времени и т.д. [3...5]. Более того, их можно легко присоединить к экскаватору, бульдозеру или другой технике и использовать для сложных задач, требующих сложных подходов к уплотнению поверхности [6...8].

В данной работе предлагается проект навесного виброкатка как дополнительное навесное рабочее оборудование к минипогрузчику, применяемое при ремонте и строительстве пешеходных дорожек, тротуаров, а также для утрамбовывания грунта (рисунок 1).

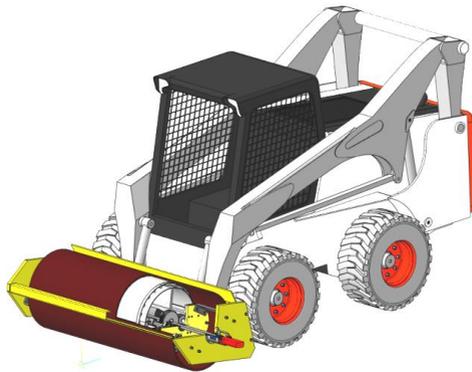


Рис. 1. Погрузчик Bobcat S850 с предлагаемым оборудованием

Модульная конструкция виброкатка позволяет использовать его в условиях ограниченного пространства, изменить качество уплотнения дорожного покрытия, значительно сократить количество применяемой техники и персонала на рабочей площадке, а также уменьшить парк автомобилей.

Рассмотрим подробнее устройство навесного вибрационного катка. Вращательное движение на ведущий вал с гидромотора передается через фланцевую муфту (рисунок 2).

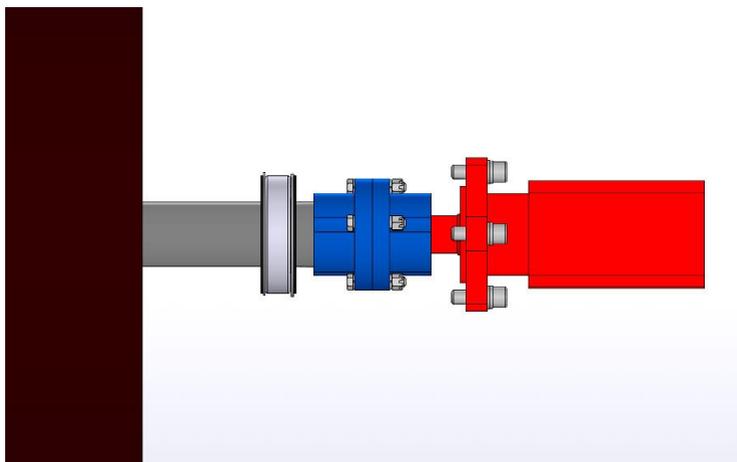


Рис. 2. Фланцевая муфта, передающая вращательное движение на ведущий вал

Общее устройство вибратора предложенного оборудования приведено на рисунке 3. Вращательное движение с ведущего вала переносится на дебалансные валы зубчатой передачей. Таким образом, обеспечивается плавное и бесперебойное функционирование механизма. За счёт высокой скорости вращения дебалансных валов создаётся мощная центробежная сила. Из-за неё валы активно вибрируют с небольшой амплитудой. Такая вибрация повышает эффективность сдвигания от веса самого катка.

Сила вибрационного воздействия может регулироваться за счёт изменения скорости вращения гидромотора, и может достигать 2,5 т.

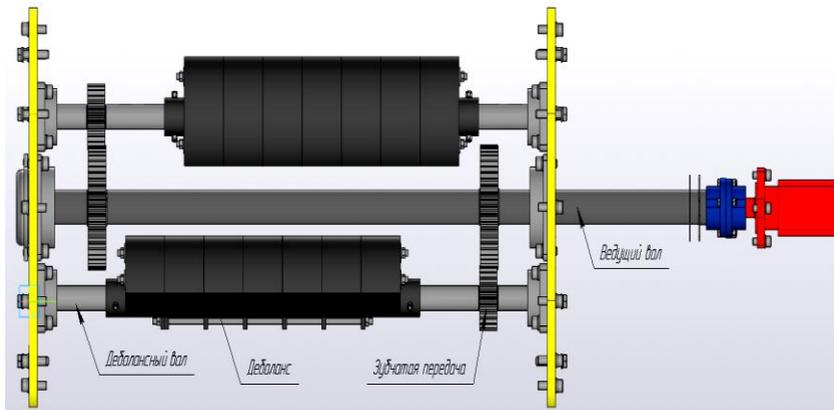


Рис. 3. Устройство вибратора навесного катка

Предлагаемое оборудование (рисунок 4), за счет компактных габаритов по сравнению с полноразмерным катком позволяет утрамбовать грунт в труднодоступных участках и упрощает транспортировку различного оборудования для строительства тротуаров, пешеходных дорожек и т.д.

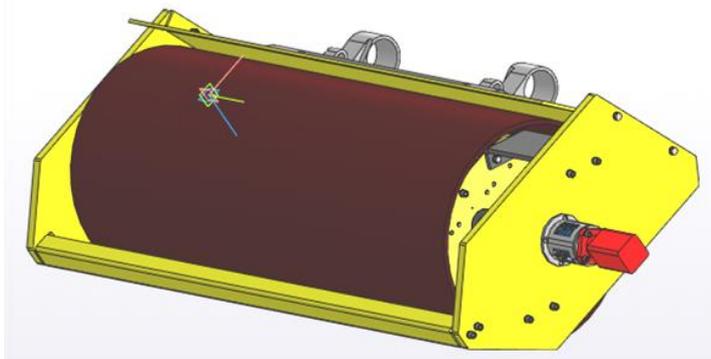


Рис.4. Предлагаемое оборудование для упрощения строительства дорожных покрытий в труднодоступных места.

Задача проекта заключается в том, чтобы упростить работы по уплотнению материалов при строительстве в труднодоступных местах, где традиционные катки не могут пройти. Например, они могут быть использованы на узких улицах, тротуарах, в местах с ограниченным до-

ступом и в других местах, где требуется компактация дорожного покрытия в труднодоступных местах. Так же упрощается доставка оборудования до места строительства, так как используется модульная система рабочих органов для погрузчика. В зависимости от задач, которые необходимо решить, можно быстро сменить рабочий орган, минуя процесс замены погрузчика на другое оборудование. Аналогом решения данной проблемы является оборудование, предлагаемое нами в данной работе.

Нами были предложены технологические решения, такие как использование вибротрамбующей модульной техники для погрузчика при укладке и уплотнении покрытия, рассчитаны экономичность и эффективность нового вида уплотняющего оборудования.

Для изменения рабочей конфигурации конструкции, исходя из технических и производственных требований, была разработана рама модульной конструкции. Проведены основные проверки на прочность крепления рамы навесного оборудования к катку [9].

Экономические расчёты показали, что предложенный вариант уплотнительной техники более эффективен, чем широко применяемые легкие катки.

По сравнению с легкими катками предложенная разработка получается дешевле по стоимости, экономичнее по количеству расходуемых горюче – смазочных материалов, имеет большую скорость уплотнения и при этом меньшее количество обслуживающего персонала.

Все перечисленное в совокупности обеспечивает значительную экономию материального фонда, а также удешевляет и ускоряет процесс укладки и уплотнения дорожного покрытия.

Следовательно, практическое внедрение разработанного в ходе работы над проектом навесного вибрационного катка для минипогрузчика в дорожно-строительную отрасль будет несомненно полезным и эффективным.

Список литературы

1. Габдуллин Т.Р., Хамматов А.А. Разработка виброприцепа на асфальтоукладчик. // Интерстроймех - 2016 : сборник докладов XX Международной научно-технической конференции (Москва, 10-14 октября 2016 г.) / ред. кол.: С.Я. Галицков [и др.] ; М-во образования и науки Рос. Федерации, Нац. исследоват. Моск. гос. строит. ун-т Москва: НИУ МГСУ, 2016, С. 154-159.
2. Ченсов Р.Р., Габдуллин Т.Р. Разработка навесного пескоразбрасывателя для мини погрузчика. Техника и технология транспорта. 2021. № 4 (23). С. 2.
3. Зарипов А.М., Кашипов Р.Ф., Габдуллин Т.Р. Разработка унифицированного захват-кантователя для рулонов стали. Техника и технология транспорта. 2018. № 2 (7). С. 5.
4. Габдуллин Т.Р. Разработка лесопильного узла к одноковшовому экскаватору. Механизация строительства. 2015. № 8 (854). С. 6-8.

5. Ерохин Я.С., Габдуллин Т.Р. К вопросу повышения износостойкости деталей машин. Техника и технология транспорта. 2019. № 1 (10). С. 3.
6. Габдуллин Т.Р., Зимдеханов М.М. Разработка демаркировщика с гидродинамическим рабочим органом кавитационного типа. // Известия КГАСУ, 2014, № 4(30). С. 464-469.
7. Габдуллин Т.Р., Зимдеханов М.М. Обоснование схемы и параметров центробежного разбрасывателя песка и реагентов. // Известия КГАСУ, 2014, № 4(30). С. 484-489.
8. Габдуллин Т.Р., Махмутов М.М. Оптимизация уплотнения верхнего слоя дорожной одежды// Техника и технология транспорта. 2019. № S13. С. 26.
9. Шелофаст В. В., Чугунов Т. Б. Основы проектирования машин. Примеры решения задач. М.: Изд-во АПМ, 2004. 240 с.

УДК 621.86

АЛГОРИТМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ОБЪЕКТИВНОЙ
ИНФОРМАЦИИ О ХАРАКТЕРЕ РАБОТЫ КРАНОВ МОСТОВОГО
ТИПА

Назаров А.Н.¹, Иванов С.Д.¹

1. ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», г. Москва

Работа посвящена получению информации о характере работы кранов мостового типа и каждого их механизма. Определен перечень источников первичной информации. Разработаны алгоритмы ее обработки. Точность параметров интенсивности работы крана и его механизмов, определенных с использованием разработанных алгоритмов, удовлетворяет требованиям к регистраторам параметров работы кранов.

Ключевые слова: режим работы крана, нагрузка на механизм, интенсивность работы крана, остаточный ресурс.

ALGORITHMIC PROCESSING OF OBJECTIVE INFORMATION ON
THE OPERATION OF BRIDGE-TYPE CRANES

Nazarov A.N.¹, Ivanov S.D.¹

*1. Bauman Moscow State Technical University,
Moscow*

The study is aimed at obtaining information on the operating intensity of bridge-type cranes and each of their mechanisms. The list of primary information sources is defined. Algorithms of its processing are developed. Accuracy of work intensity parameters of the crane and its mechanisms,

determined using the developed algorithms, satisfies the requirements to the crane operation parameters recorders.

Key words: general classification of cranes, load on the mechanism, crane operation intensity, remaining lifetime.

Актуальность задачи получения объективной информации о характере работы подъемно-транспортных машин обусловлена необходимостью выполнения требований нормативной и технической документации в области промышленной безопасности. Так ФНП №461 [1] накладывают на эксплуатирующую организацию требования о соблюдении паспортных характеристик крана, к главным из которых относятся грузоподъемность, режим работы крана в целом и режимы работы механизмов.

Для соблюдения данного требования разработаны комплексные приборы безопасности ограничители грузоподъемности со встроенными регистраторами параметров. Однако серийно выпускаемые приборы обладают рядом существенных недостатков: низкая эффективность защиты от перегрузки вследствие сложности настройки, отсутствие информации о режимах работы механизмов передвижения, низкая точность регистрируемых параметров и отсутствие методики подтверждения их точности [2].

Задачей исследования являлось выявить источники первичной информации и алгоритмы ее обработки, позволяющие надежно защитить кран от перегрузки и с требуемой точностью определять параметры интенсивности работы крана и всех его механизмов.

На предыдущих этапах была решена задача разработки динамической модели кранового механизма подъема, отличающейся снятием ряда допущений: введены новые расчетные случаи, позволяющие полно рассматривать работу механизма подъема в реальных условиях работы; жесткость моста представлена континуальной функцией в отличие от двух расчетных случаев (тележка в середине пролета и у концевой балки) с постоянной жесткостью; жесткость канатного подвеса представлена непрерывной нелинейной функцией; описано движущее усилие двигателя для наиболее распространенных систем управления (релейно-контакторная с электродвигателем с короткозамкнутым ротором, с электродвигателем с фазным ротором, частотная с электродвигателем с короткозамкнутым ротором) [3]. Разработанная динамическая модель позволила описать работу механизма подъема, оснащенного ограничителем грузоподъемности, что сделало возможным

автоматизирование процесса настройки алгоритма данного прибора [4; 5].

При решении задачи определения режима работы крана в целом требовалось повышения точности определения массы груза. В качестве источника информации был принят датчик усилия в канатном подвесе, которым оснащен ограничитель грузоподъемности, а также применен датчик скорости электродвигателя механизма подъема. При этом повышение точности измерения достигается за счет применения разработанного алгоритма весоизмерения, основанного на применении фильтра скользящего среднего [6; 7].

Задача определения режима работы механизма передвижения на данный момент не имеет реализации в серийно выпускаемых приборах. Это обусловлено сложностью прямого измерения нагрузки на механизм передвижения, так как требует значительных конструктивных измерений, и недостаточной точностью косвенных методов измерения нагрузки.

В работе [8] представлена оценка применимости активной мощности электродвигателя в качестве информационного источника о нагрузке на механизм. Оценка проводилась на механизме подъема, нагрузка на который определяется только массой поднимаемого груза. Показано, что на основе активной мощности возможно определить нагрузку на механизм с требуемой в задаче регистрации параметров точностью.

Настоящая работа носит экспериментальный характер и имеет целью подтверждение пригодности выявленных источников информации и оценку точности параметров, полученных на их основе.

Эксперимент проводился в лаборатории кафедры «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана на мостовом кране КМГ-201 грузоподъемностью 2 тонны. Основные параметры крана приведены в таблице 1.

Таблица 1

Параметры экспериментальной установки

| Грузоподъемность крана | Масса груза | Электродвигатель механизма подъема | Мощность электродвигателя подъема |
|-----------------------------|------------------------------|--|-----------------------------------|
| 2 т | 2 т | МТКН-112-6 | 5 кВт |
| Синхронная частота вращения | Номинальная частота вращения | Мощность электродвигателя передвижения | Кратность полиспада |
| 1000 об/мин | 910 об/мин | 1,5 кВт | 2 |

Для получения первичной информации было использовано датчиковое оснащение, приведенное на рисунке 1. Для вычисления

активной мощности привода использовался измеритель параметров электрической сети с возможностью определения текущего напряжения, частоты сети и активной мощности.

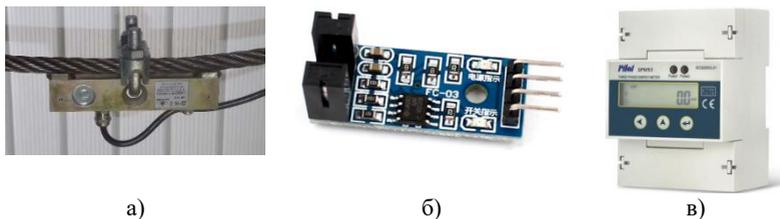


Рис. 1. Датчиковое оснащение. а) датчик накладной тензометрический ДНК-2; б) датчик скорости вращения электродвигателя FC-03; в) датчик активной мощности SPM93.

Проверка работоспособности алгоритма автоматической настройки ограничителя грузоподъемности заключалась в выполнении двух комплексных условий правильности его работы:

1) запрет отрыва от основания груза массой на 25% превышающей номинальную. Как видно из графиков рис. 2, усилие в канате превысило порог безусловного запрета, дальнейшего пуска электродвигателя не происходит. При этом колебания продолжают относительно значения, меньшего, чем вес груза, следовательно полностью от основания груз не оторван.

2) сохранение возможности подъема номинального груза. Из рис. 2 видно, что после кратковременного отключения электродвигателя фиксируется отрыв груза от основания, при этом нагрузка не достигает порога безусловного запрета. После чего запрет на дальнейший подъем снимается, и механизм снова запускается.

Кроме того, проведенная обработка динамических процессов показала, что применение алгоритма ограничителя грузоподъемности снижает пиковые динамические нагрузки в сравнении с подъемом грузов без него.

Для разработанного алгоритма весоизмерения была проведена проверка времени его работы при фиксированной точности измерения и точности измерения при фиксированном времени работы. Измерения и рассчитанные на их основе коэффициенты распределения нагрузки и характеристические числа приведены в таблице 3.

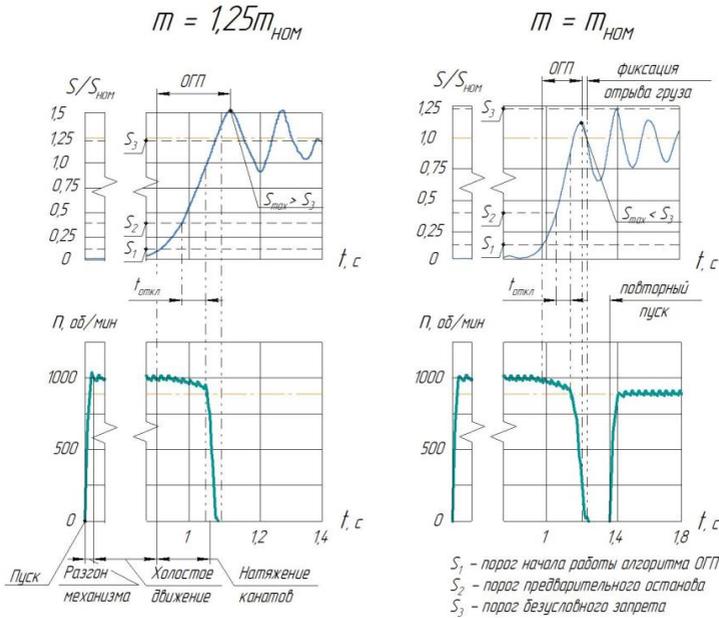


Рис. 2. Динамические характеристики работы механизма подъема, оснащенного ограничителем грузоподъемности.

Таблица 2

Сравнение динамичности механизма подъема с ограничителем грузоподъемности и без него

| № | $k_{дин}^{100\%}$ | $k_{дин}^{125\%}$ | $k_{дин}^{без\ ОГП}$ |
|---|-------------------|-------------------|----------------------|
| 1 | 1,184 | 1,131 | 1,21 |
| 2 | 1,194 | 1,162 | |
| 3 | 1,191 | 1,136 | |

Таблица 3

Результат работы алгоритма весоизмерения

| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | Δ |
|------------------------------------|------|------|------|------|------|---------------|
| $m_{гр}, кг$ | 1968 | 1985 | 2028 | 2036 | 1961 | 1996 ± 38 |
| $t_{изм}, c$ ($\sigma = 3\%$) | 4,7 | 3,6 | 2,0 | 3,2 | 4,1 | $3,5 \pm 1,4$ |
| $m_{гр}, кг$ | 2014 | 2006 | 1981 | 2010 | 2001 | 2002 ± 17 |
| $t_{изм}, c$ ($\sigma = var$) | 10 | | | | | - |
| $\sigma, \%$ | 0,8 | 1,0 | 1,2 | 1,1 | 0,5 | 0,9 |

Алгоритм определения нагрузки на механизмы в качестве основного источника информации использует активную мощность привода [8]. Обработка заключается в корректировке показаний активной мощности, связанной с отклонением от номинальных значений напряжения и частоты питающей сети и наличием составляющей вспомогательных потребителей электроэнергии (тормоза). Для получения значения момента на вале электродвигателя скорректированную активную мощность делят на скорость его вращения.

В таблице 4 приведены результаты определения нагрузки на механизм подъема и оценка их точности. Аналогично определена нагрузка и на механизм передвижения.

Таблица 4

Результат работы алгоритма определения нагрузки на механизм

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | Δ_{max} |
|------------------------|-------|--------|--------|-------|--------|-----------------|
| A, Вт | 4138 | 4071 | 4052 | 4050 | 4166 | 116 Вт (2,8%) |
| f , Гц | 49,98 | 50,01 | 49,99 | 50,00 | 50,01 | 0,03 Гц (0,06%) |
| U, В | 380,2 | 371,97 | 371,55 | 371,2 | 382,68 | 8,7 В (2,3%) |
| $A_{\text{торм}}$, Вт | 250 | | | | | - |
| $m_{\text{изм}}$ кг | 2028 | 2022 | 2022 | 2023 | 1993 | 35 кг (1,4%) |

Таким образом, в рамках проведенного исследования предложен набор первичной информации, необходимый и достаточный для оценки интенсивности использования крана и его механизмов по ГОСТ 34017-2016. Краны грузоподъемные. Классификация режимов работы (ISO 4301). Получена оценка точности первичной информации. Сделан вывод о пригодности алгоритмов обработки для выполнения

требований ГОСТа 33713-2015 Краны грузоподъемные. Регистраторы параметров работы.

Список литературы

1. Приказ Ростехнадзора от 26.11.2020 N 461 ФНП в области промышленной безопасности от 26.11.2020 N 461 об утверждении федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения"
2. Объективная информация о работе подъемно-транспортных машин как основа повышения качества информационных систем грузообработывающих предприятий / Н. Ю. Иванова, С. Д. Иванов, С. А. Надеженков, А. Н. Назаров // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. – 2023. – № 2. – С. 81-96. – EDN MRGIFW.
3. Назаров, А. Н. Движущее усилие двигателя механизма подъема кранов мостового типа в реальных условиях эксплуатации / А. Н. Назаров // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. – 2023. – Т. 20, № 1(89). – С. 34-50. – DOI 10.26518/2071-7296-2023-20-1-34-50. – EDN DJVHGV.
4. Назаров А.Н., Иванов С.Д. Исследование влияния работы ограничителя грузоподъемности с промежуточными порогами на безопасность кранов мостового типа. Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. 2023;1(1):41 - 52.
5. Назаров, А. Н. Экспериментальное и теоретическое определение частоты опроса датчика нагрузки для защиты механизма подъема крана от перегрузок / А. Н. Назаров, С. Д. Иванов // XXXIII Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС - 2021) : Труды конференции, Москва, 30 ноября – 02 2021 года. – Москва: Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, 2021. – С. 157-162. – EDN EUPIWD.
6. Ivanov, S. D. Selection of a rational algorithm for data processing of the weight measuring system of a hoisting crane / S. D. Ivanov, A. N. Nazarov, N. L. Mikhalechik // Journal of Physics: Conference Series, Belgorod, 09–10 марта 2021 года. Vol. 1926. – Belgorod: IOP Publishing Ltd, 2021. – P. 012047. – DOI 10.1088/1742-6596/1926/1/012047. – EDN JIUUGG.
7. Михалев, А. В. Применение алгоритма скользящего среднего для задачи определения массы груза / А. В. Михалев, А. Н. Назаров // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. – 2023. – № 2. – С. 44-57. – EDN XLXJRI.
8. Иванов, С. Д. Оценка применимости электрических параметров привода для определения нагрузки на механизм подъема кранов мостового типа / С. Д. Иванов, А. Н. Назаров // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. – 2022. – Т. 19, № 1(83). – С. 36-47. – DOI 10.26518/2071-7296-2022-19-1-36-47. – EDN XZSFJQ.

УДК 666.9.035

РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ЛОПАТКИ ДВУХРОТОРНОГО СМЕСИТЕЛЯ ДЛЯ СУХИХ СМЕСЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОГО ПРОДУКТА ALTAIR EDEM.

Пахомов Е.Г.¹, Романович А.А.¹

1. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия

Оборудование, которое позволяет получать высококачественные смеси за короткий промежуток времени. Смеситель состоит из двух вращающихся роторов, которые обеспечивают интенсивное перемешивание компонентов. Это позволяет достичь равномерности распределения ингредиентов, устранить возможные группировки и получить идеальную консистенцию смеси. Двухроторный смеситель является незаменимым инструментом для производства строительных материалов, таких как штукатурки, клеи, шпаклевки и другие смеси.

Ключевые слова: смеситель, двухроторный, моделирование.

DEVELOPMENT AND ANALYSIS OF THE BLADE DESIGN OF A TWO-ROTOR MIXER FOR DRY MIXES USING THE ALTAIR EDEM SOFTWARE PRODUCT.

Pakhomov E.G.¹, Romanovich A.A.¹

1. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod,

Abstract: equipment that allows you to obtain high-quality mixtures in a short period of time. The mixer consists of two rotating rotors that provide intensive mixing of the components. This allows you to achieve a uniform distribution of ingredients, eliminate possible groupings and get the perfect consistency of the mixture. The two-rotor mixer is an indispensable tool for the production of building materials such as plasters, adhesives, putties and other mixtures.

Сухие строительные смеси (ССС) – это многокомпонентные составы, в основе которых минеральные или полимерные вяжущие вещества с включением необходимых наполнителей и модифицирующих полимерных добавок, придающих смесям специальные свойства. В качестве вяжущих веществ используются чаще всего цемент (портландцемент, цветные и белый цементы), гипс и известь. Наполнителями в сухих смесях служат: фракционный кварцевый песок; песок, получаемый

дроблением известняка, мрамора и других пород; разнообразные тонкоизмельченные наполнители (известняковая и мраморная мука и пр.). Для придания составам специальных свойств в качестве добавок используются замедлители или ускорители твердения, пеногасители и пенообразователи, гидрофобизирующие и окрашивающие добавки и т.п. Композиции сухих строительных смесей используются по своему функциональному назначению после затворения водой.

Совершенствование конструкции смесителей, как важнейшего оборудования в технологической цепочке, с минимизацией потребляемых ресурсов является наиболее актуальной задачей, стоящей перед инженерами в области производства сухих строительных смесей.

Сухие строительные смеси не заменимы при проведении высококачественных строительных и отделочных работ с применением современных технологий. Наибольшее применение сухие строительные смеси находят в монтажных, штукатурных, облицовочных работах для отделки фасадов и интерьеров, для заливки полов и специальных работ.

По оценкам BusinesStat, за 2017-2022 гг продажи сухих строительных смесей в России увеличились на 72,2%: с 8,8 до 15,1 млн т. Ключевыми драйверами роста продаж выступили программы льготной и сельской ипотеки, материнского капитала, стимулировавшие массовое жилищное строительство, а также переориентация спроса от листовых материалов в сторону сухих строительных смесей, поскольку их использование позволяет не только утеплить дом, но и придать ему привлекательный внешний вид.

Для различных целей перемешивают вещества, находящиеся в одинаковых или различных состояниях: твердые компоненты с твердыми, твердые с жидкими, жидкие с жидкими и т. п. Так при изготовлении силикатных изделий смесь готовят из песка, извести и воды, при изготовлении бетонных изделий из цемента, щебня, песка и воды.

Получение бетона и раствора заданных марок и свойств, отвечающих соответствующим требованиям, обеспечивается совокупностью многих факторов, из которых первостепенное значение имеют качество исходных компонентов и эффективность работы смесительного оборудования. Для приготовления бетонов и растворов применяются смесители различной конструкции.

Смесители периодического действия характеризуются емкостью смесительного барабана и временем, необходимым для приготовления замеса.

Смешивание компонентов смеси в бетоно–растворосмесителях циклического действия осуществляется отдельными порциями (замесами) после выгрузки из барабана смесителя предшествующей порции

материалов. Такой режим работы позволяет регулировать время перемешивания в зависимости от состава смеси.

Объем получаемой готовой смеси всегда меньше суммарного объема сухих компонентов (составляет 0,65...0,7), так как при перемешивании частицы их укладываются более плотно за счет заполнения мелкими частицами пустот между крупными зёрнами смеси.

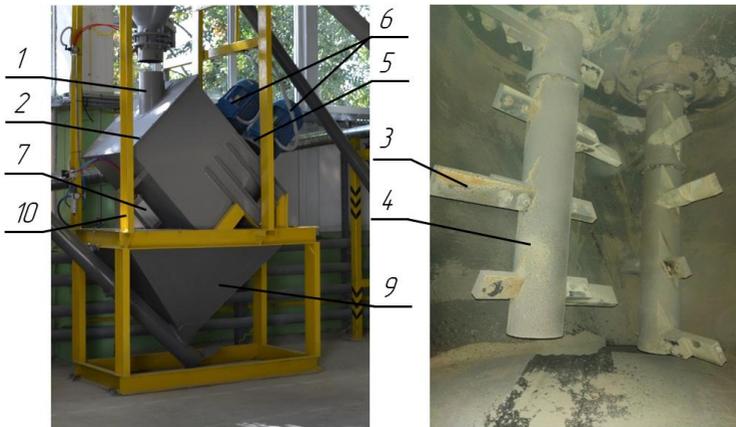


Рис. 1. Устройство двухроторного смесителя

- 1 – Приемное устройство, 2 - камера смесителя, 3 - лопасти,
4 - вал смесителя, 5 – уплотнение вала, 6 – электродвигатель,
7 – пневмозадвижка, 8 - болт заземления, 9 - окно разгрузочное, 10 - рама.

Смеситель состоит из следующих основных составных частей: приемного устройства 1, камеры смесительной 2, двух валов 4, двух электродвигателей 6, пневмоцилиндра 7, окна разгрузочного 9 и рамы 10.

В верхней части камеры смесительной расположено приемное устройство, над которым может устанавливаться бункер-дозатор или любое другое загрузочное устройство, обеспечивающее дозирование смешиваемых материалов объемом не более 300 литров и массой не более 600 кг, а между ними любое отсекающее устройство, например, задвижка поворотная.

Разработана конструкция лопатки смесителя, торце корпуса жестко установлены три лопасти, причем первая лопасть повернута на угол 45° относительно продольной оси поперечного сечения корпуса, следующие лопасти повернуты друг относительно друга на угол $\alpha=90^\circ$, при этом каждая из лопастей имеет ширину, равную толщине корпуса, а на корпусе выполнены сквозные отверстия для крепления.

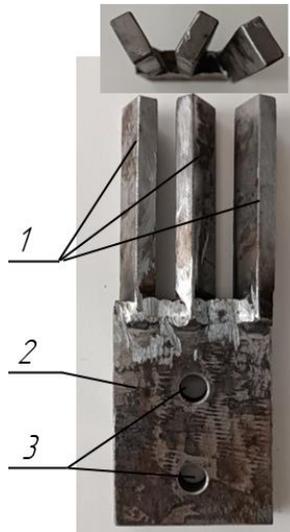


Рис. 2. Лопасты 1; основание 2; отверстия 3.

Такое расположение лопастей позволит создавать меньшее сопротивление движению лопатки, так как уменьшается площадь лобовой атаки.

Расположение на торце корпуса трех лопастей, размещенных под углом 45° относительно продольной оси поперечного сечения корпуса, позволит создавать встречное направленное движение отраженного от лопасти перемешиваемого материала, что приведет к повышению качества смешивания сухих компонентов строительной смеси.

Применение предлагаемой конструкции рабочих органов смесителя позволит уменьшить время смешивания сухой строительной смеси на 15-20% (с 45 до 40 сек), за счет создания турбулизации движения компонентов смеси, что повлечет за собой снижение расхода электроэнергии и повышение производительности.

Для подтверждения эффективности предложенной конструкции рабочих органов смесителя был проведен сравнительный эксперимент в программной среде EDEM. Сравнивались два варианта конструктивного исполнения лопастного вала. В первом варианте выполнены лопатки с тремя лопастями, а во втором – плоскими, в виде прямоугольной пластины.

Проведение эксперимента проводилось на уменьшенной модели смесителя. Для двух сравниваемых моделей были установлены одинаковые конструктивно-технологические параметры: частота вращения лопастного вала составляла $n = 79$ рад/с, угол установки ротора смесителя был принят $\alpha = 45^\circ$. Смесь состояла из двух компонентов: компонента «А» (частицы круглой формы диаметром 1,5 мм, плотностью 3000 кг/м³) и компонента «В» (частицы круглой формы диаметром 1,25 мм, плотностью 2500 кг/м³). Однако количество загружаемых в смеситель частиц в этом случае составляло более ста тысяч, что затрудняет реализацию экспериментов в условиях применения персонального компьютера. В этой связи было принято решение об использовании части корпуса смесителя и расположении на валу двух разнонаправленных лопастей (рис. 1), что позволило сократить количество частиц до двадцати шести тысяч и обеспечило возможность реализации эксперимента.

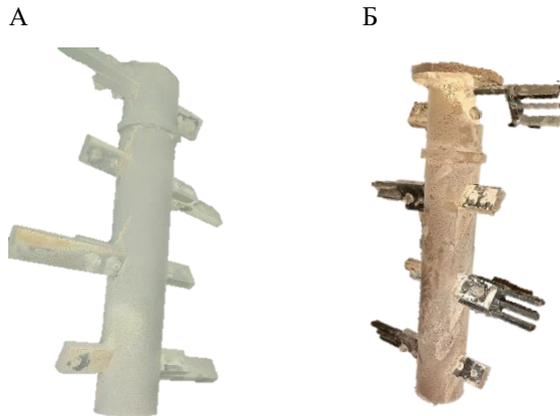


Рис. 3. Исследуемые модели рабочего органа:
а – модель ротор исходный; б – модель ротора модернизированного.

Цель эксперимента – сравнить качество приготовления смеси в двух моделях смесителей. В качестве критерия, определяющего качество смеси, был выбран коэффициент неоднородности V_c [4-6]:

$$V_c = \frac{100}{c} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (c_i - \bar{c})^2} \quad (1)$$

где \bar{c} – среднее арифметическое значение концентрации ключевого компонента во всех n пробах смеси, %; c – концентрация ключевого компонента в i -й пробе, %; n – количество отобранных проб, шт.

Необходимо было исследовать изменение коэффициента неоднородности со временем смешивания в двух моделях смесителя, сравнить их между собой и сделать вывод, в какой из моделей наблюдается наиболее качественная смесь.

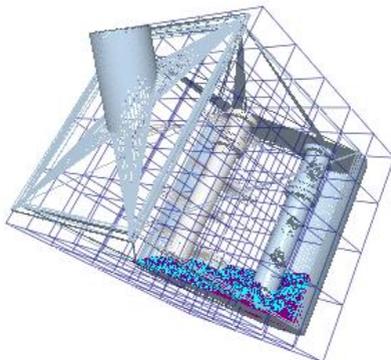


Рис. 4. Схема отбора проб по ячейкам

При помощи программного аналитического инструмента EDEM позволяет осуществлять отбор как точечных проб, так и разбивать рабочий объем камеры смесителя на объемные ячейки любого размера и всесторонне анализировать каждую из них. Для определения коэффициента неоднородности смеси рабочая камера рассматриваемых смесителей была разбита на ячейки в форме параллелепипеда размером 45×50×55 см. Схема и нумерация ячеек для отбора проб показаны на рис. 2.

Масса пробы, которая адекватно могла служить для определения коэффициента неоднородности, вычислялась по формуле:

$$G_M = \frac{1,26 \cdot 10^4 \cdot d^3 \cdot \rho}{c_0} \quad (2)$$

где d – диаметр частиц смешиваемого компонента или диаметр комков из компонентов смеси, м; ρ – плотность частиц или плотность комков частиц, кг/м³; c_0 – концентрация частиц компонента, %.

Необходимая минимальная масса пробы при максимальном размере частиц $d = 3$ мм, составила $G_M = 0,02$ кг.

Для расчета коэффициента неоднородности находилась концентрация ключевого компонента в каждой ячейке за каждую секунду процесса смешивания. В качестве ключевого был принят компонент «В».

В каждой ячейке при помощи аналитического инструмента программного продукта EDEM высчитывались массы ключевого компонента и общая масса смеси. После этого рассчитывалась концентрация ключевого компонента «В» в каждой ячейке, т. е. масса компонента «В» делилась на массу всей пробы. Далее по формуле (1) рассчитывался коэффициент неоднородности.

Применение программного обеспечения Altair EDEM Это значительно сократило время на предварительную подготовку и исследования, позволив подтвердить гипотезы об эффективности использования разработанной конструкции рабочих органов лопастного смесителя.

Список литературы

1. Romanovich A.A., Amini E., Apukhtina I.V., Pahomov E.G. The grinding clinker pressure process study // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. № 698. С. 066038 DOI: 10.1088/1757-899X/698/6/066038
2. Romanovich A.A., Osalou A.Z, Mamatova V.V., Pahomov E.G. The grinding bodies movement dynamics study in a ball mill equipped with energy-exchanging devices // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. № 698. С. 066037. DOI: 10.1088/1757-899X/698/6/066037
3. Романович А.А., Бабаевский А.Н., Пахомов Е.Г., Калашников И.А. Анализ конструкции и принципа работы двухроторного смесителя и возможные пути совершенствования конструкции / Межвузовский сборник статей «Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов». Белгород. 2020. – С. 220-223.
4. Романович А.А., Пахомов Е.Г. и др. Энергосбережение при измельчении материалов с анизотропной текстурой // Строительные и дорожные машины. 2020. №11. С. 9-16
5. Романович А.А., Пахомов Е.Г. Совершенствование конструкции двухроторного смесителя / Межвузовский сборник статей «Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов». 2021. – С. 298-302.
6. Пахомов Е.Г., Локтионова А.Г. Использование программного обеспечения Altair Edem для проведения анализа качества смешения в двухроторном смесителе / Межвузовский сборник статей «Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов». №21. 2022. – с. 289-293.
7. Силенок С.Г., Борщевский А.А., Горбовец М.Н. и др. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций: учеб. для вузов. - М.: Машиностроение 1990. - 412 с.

УДК 621.95.025.7

**К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СИЛ РЕЗАНИЯ КОРПУСНЫМ
ИНСТРУМЕНТОМ ПРИ СВЕРЛЕНИИ**

Польшин А.А.¹, Любимый Н.С.¹, Тихонов А.А.¹, Мальцев А.К.¹

*1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород*

Инструментальная промышленность в последние годы претерпевает резкую перестройку. Уход зарубежных производителей инструмента требует необходимости быстрого импортозамещения в особенности того инструмента, который имеет сложную форму и технологию изготовления. К такому инструменту можно отнести корпусные свёрла. Импортозамещение требует новых технологических подходов, которые основаны на изменении конструкции такого инструмента. Для исследования прочности инструмента при его исполнении по новым технологиям, используются методы конечных элементов, которые в своей основе используют информацию о испытываемых нагрузках. Следовательно, необходимо исследовать и определить методику расчёта сил резания при сверлении корпусным инструментом.

Ключевые слова: сверление, силы резания, нагрузка, метод конечных элементов, оптимизация.

**ON THE QUESTION OF DETERMINING THE CUTTING FORCES BY
A BODY TOOL WHEN DRILLING**

Polshin A.A.¹, Lubimyi N.S.¹, Tikhonov A.A.¹, Maltsev A.K.¹

*1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov,
Belgorod*

The tool industry has undergone a dramatic restructuring in recent years. The departure of foreign tool manufacturers requires the need for rapid import substitution, especially for tools that have a complex shape and manufacturing technology. These tools include case drills. Import substitution requires new technological approaches based on changing the design of such a tool. To study the strength of a tool when it is made using new technologies, finite element methods are used, which basically use information about the loads experienced. Therefore, it is necessary to investigate and determine the method for calculating the cutting forces when drilling with a body tool.

Key words: drilling, cutting forces, load, finite element method, optimization.

Рассмотрим конструкцию корпусного сверла представленного на рис 1. Из рисунка видно, что корпус сверла до своей режущей части не сильно отличается от стандартного сверла. Корпус имеет хвостовик, стружкоотводящие канавки. Но что касается головной части, то она имеет форму специального замка. Производители не предоставляют данных о форме размерах и качественных параметров рабочих поверхностей в общем доступе. Так как эта информация представляет коммерческую тайну. Тем не менее упрощённые модели, такие как представлены на рис. 1 доступны и позволяют определить поверхности которые испытывают нагрузки при сверлении.

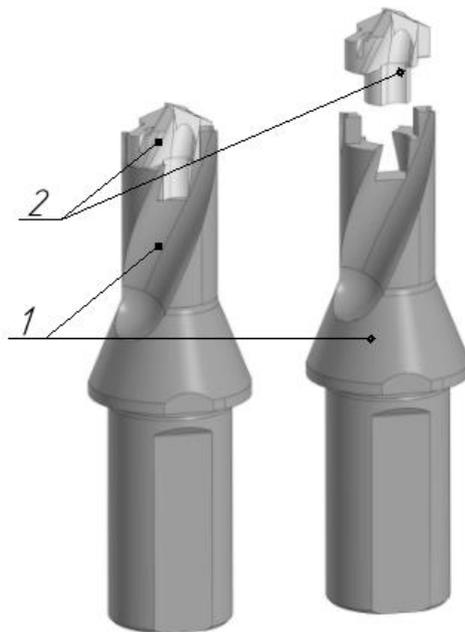


Рис. 1. Корпусное сверло в сборе и в разнесённом виде. 1- корпус сверла, 2 – режущая головка

Составим схему действия сил резания на корпусное сверло по методике [1-3]. Разработанную схему представим на рис. 2. При сверлении стружкообразование происходит за счёт главного лезвия и перемычки. На каждом из главных лезвий существует точка А расположенная на $\frac{1}{2}$ номинального диаметра сверления. Именно в этой точке действует сила резания.

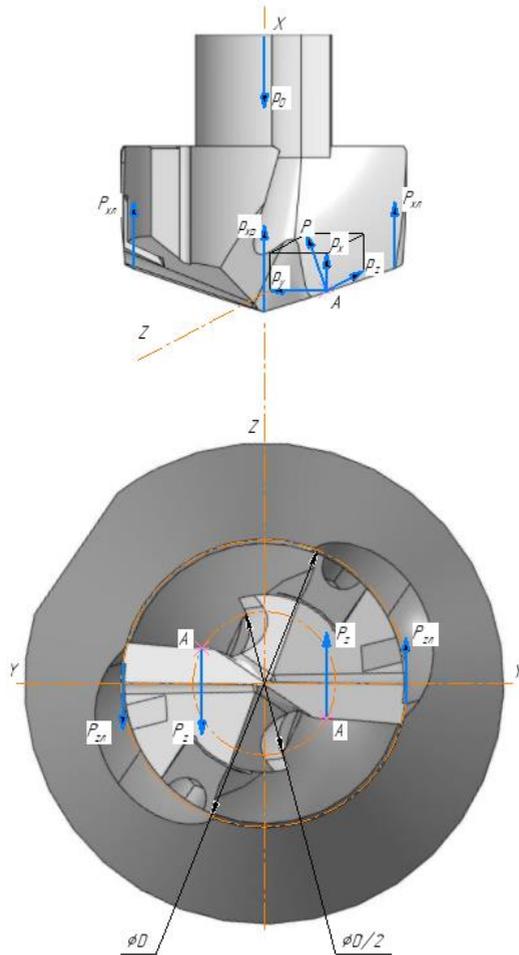


Рис. 2. Схема сил резания действующих на корпусное сверло

По [4], силу резания раскладывают как показано на рис.2. на несколько составляющих сил, таких как: P_x – сила параллельная оси сверла или осевая сила; P_y – сила перпендикулярная оси сверла или радиальная сила; а также сила P_z – касательная сила, вектор которой является касательным к окружности на которой расположена точка A,

то есть точка равнодействующей силы. Представленная схема сил равноправна для обоих лезвий сверла.

На перемычке определяют только силы резания, представленные осевыми силами P_{xp} , две другие силы пренебрежительно малы.

Вспомогательная кромка (ленточка) воспринимает силу P_{zl} – вектор направлен по касательной к окружности номинального диаметра D , а также сила P_{xl} , вектор которой направлен параллельно оси сверла. Ранние исследования говорят о том, что характер этих сил представляет собой силы трения.

Используя несложные математические преобразования можем записать суммарную силу, действующую вдоль оси сверла по оси X (1).

$$\sum X = 2P_x + P_{xp} + 2P_{xl} = P_0 \quad (1)$$

Исследования показывают следующую закономерность, суммарный момент резания при сверлении расходуется на главных режущих кромках в сумме 0.8 доли от общего значения на главных режущих кромках. 0.08 на поперечных кромках. 0.12 от общей силы расходуется на трение стружки о сверло и ленточки сверла о поверхность обрабатываемой заготовки.

Исследования показывают, что мощность (Вт) затрачиваемая на резание будет складываться из мощности, расходуемой на вращение сверла и мощности расходуемой на движение подачи. Так как мощность подачи находится в диапазоне от 0,5 до 1,5% от мощности вращения, то ею в расчётах можно пренебречь. Согласно [4] мощность затрачиваемая на вращение сверла можно вычислить по формуле (2).

$$N_{вр} = \frac{M_{кр}n}{9,55} = \frac{M_{кр}V}{0.03D}, \text{ Вт} \quad (2)$$

где, $M_{кр}$ – крутящий момент при обработке сверлением, Нм; n – частота вращения шпинделя, об/мин.

Значительно снижение силы подачи и момента происходит при применении смазочно-охлаждающих технологических средств и может достигать до 40%. Но при расчётах прочности следует использовать варианты с наиболее нагруженными случаями работы сверла для того, чтобы гарантировать его работоспособность в любых условиях [6].

Так же осевая сила и крутящий момент зависят от характеристик материала.

Таким образом зная затрачиваемую мощность, которую можно определить как экспериментально сняв со стойки ЧПУ станка, так и рассчитав в специальных калькуляторах, мы будем иметь данные для нагружения сверла в программах, использующих FEM модуль (модуль конечно элементного анализа) для расчёта прочности элементов корпусного сверла. Что в дальнейшем позволит спроектировать новую

конструкцию корпуса сверла, с учетом новых подходов к его изготовлению.

Финансирование. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-79-10022, <https://rscf.ru/project/23-79-10022/>.

Список литературы

1. Любимый Н.С., Чепчуров М.С., Тетерина И.А. Оценка возможности обеспечения точности получаемых изделий на примере анализа размерной цепи детали // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. - 2017. № 7. С. 140–145.
2. Гуськов А. М. Экспериментальное определение сил резания при сверлении на основе методов анализа размерностей и теории подобия / А. М. Гуськов // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2013. № 9. – С. 57-82.
3. Забельян Д.М. Динамометр для измерения крутящих моментов и осевых сил при мелкоразмерном сверлении / Д. М. Забельян, С. А. Микаева, А. А. Зубов, И. Е. Селивановский // Естественные и технические науки. – 2018. № 12(126). С. 285-288.
4. Карачев А. В. Влияние явления застойной зоны на величину сил резания при обработке отверстий глубоким сверлением ружейными свёрлами / А. В. Карачев // Вестник РГАТА имени П. А. Соловьева. – 2019. № 1(48). С. 32-38.
5. Кадыров И.Ш. Экспериментальное исследование влияния скорости резания на осевую силу и крутящий момент при сверлении и фрезеровании / И. Ш. Кадыров, Ж. Т. Темирбеков, Б. С. Турусбеков, У. Р. Давлятов // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2019. № 12-2. С. 212-217.
6. Абдулгасис, У. А. Влияние эффекта расклинивающего давления в пленках масляной СОТС с наноглинистой присадкой на силу резания при сверлении / У. А. Абдулгасис, Д. У. Абдулгасис, Ш. Т. Мевлют // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – 2020. № 4(70). С. 258-263.

УДК 621.95.025.7

К ВОПРОСУ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ КОМПОЗИТНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ПРОИЗВОДСТЕ И РЕМОНТЕ МАШИН

Польшин А.А.¹, Любимый Н.С.¹, Тихонов А.А.¹, Мальцев А.К.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Рассмотрено экспериментальное исследование технологического процесса получения композитной АБС – металлополимер детали. Описаны способ и устройство для изготовления композитных деталей основанного на методе вакуумного всасывания вязкотекучего

металлополимера в оболочковую форму. Приведены рекомендации по технологическим режимам заполнения формы, учитывающие наличие вибрационного воздействия в процессе заполнения формы металлополимером, а также параметра числа Рейнольдса для установления ламинарного течения металлополимера в технологических полостях формы. Исследование прочности спроектированной композитной детали произведены с применением метода конечных элементов модуля APM FEM.

Ключевые слова: композит, металлополимер, моделирование, вакуум, вибрации, аддитивное производство, топологическая оптимизация, критерий Рейнольдса.

ON THE ISSUE OF APPLYING TECHNOLOGY FOR PRODUCING COMPOSITE PARTS IN THE PRODUCTION AND REPAIR OF MACHINES

Polshin A.A.¹, Lubimyi N.S.¹, Tikhonov A.A.¹, Maltsev A.K.¹

*1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov,
Belgorod*

An experimental study of the technological process for producing a composite ABS - metal-polymer part is considered. A method and device for the manufacture of composite parts based on the method of vacuum suction of a viscous metal polymer into a shell form are described. Recommendations are given on technological modes for filling the mold, taking into account the presence of vibration during the process of filling the mold with a metal-polymer, as well as the Reynolds number parameter for establishing the laminar flow of the metal-polymer in the technological cavities of the mold. The strength of the designed composite part was studied using the finite element method of the APM FEM module.

Key words: composite, metal-polymer, modeling, vacuum, vibration, additive manufacturing, topological optimization, Reynolds criterion.

В процессе эксплуатации машин, механического оборудования, оснастки и прочих технических объектов, происходит переход объекта из работоспособного состояния в неработоспособное [1, 2]. То есть, объект переходит в состояние при котором хотя бы один из параметров, характеризующих его способность выполнять заданные функции, не будет соответствовать требованиям нормативно-технической или проектной документации. В ходе технического обслуживания и ремонта неработоспособные объекты путём восстановления могут быть переведены в работоспособное состояние из неработоспособного. Классические методы восстановления металлических деталей машин

закключаются в восстановлении слоя материала путём наплавки с последующей механической обработкой, устранения усталостных трещин, проведение мероприятий по упрочнению поверхностного слоя, использованию полимерно-композиционных материалов для устранения различных дефектов и др. технологические операции [3, 4].

Существует возможность изготовления запасных частей непосредственно на ремонтном предприятии [5, 6]. Парк механического оборудования позволяет произвести необходимую механическую обработку металлической заготовки для придания ей требуемых размерных и качественных характеристик. Проблемой является быстрое получение металлических заготовок, особенно когда форма детали является сложной. В этом случае на помощь механику приходят технологии реверс инжиниринга [7, 8].

Экспериментальные исследования проводились с применением образца детали типа – серьга, модель оболочковой формы которого показана на рис. 1.

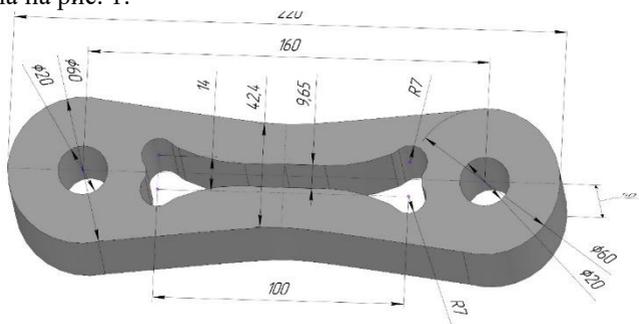


Рис. 1. Цифровая модель детали - серьга

Изготовление оболочковой формы детали производилось с применением FDM (Печать методом послойного наложения) 3D принтера Hercules Strong 19 с областью печати 300x300x400мм. Для печати полумоделей оболочковой формы был использован ABS пластик BESTFILAMENT 1.75 мм, стоимостью 1990р за кг. Отметим, что в полумоделях предусмотрен литниковый штуцер для подвода металлополимера и выпор для удаления газообразных включений из формы и металлополимера в процессе технологической операции заполнения формы. Форма выполнена сборной из полумоделей для минимизации дополнительного построения поддержек при 3D печати. Для 3D печати использовалось сопло диаметром 0.5 мм. Для генерации G кода применялся слайсер PrusaSlicer V 2.1.0.

Для реализации технологического процесса заполнения металлополимером пустотелой формы, был использован оригинальный способ и устройство для его осуществления, описанный в заявке на патент на изобретение № 2022129619 «Способ и устройство для изготовления композитных изделий из металлополимера», сущность которого заключается в заполнении металлополимером пустотелой формы под действием вибрации и вакуума наложенного на эту форму, то есть эффекта вибро-вакуумного всасывания. На рисунке 2 представлена цифровая модель спроектированного лабораторного устройства и его физическая модель.



Рис. 2. Лабораторная установка для реализации технологического процесса заполнения оболочковых форм металлополимером

Подготовка цифровых моделей используемых в исследовании производилась с применением САД программного продукта КОМПАС 3D V20, а для исследования прочностных характеристик методом конечных элементов использовался встроенный программный САЕ пакет АРМ FEM, способный также проводить топологическую оптимизацию геометрической формы объекта, что в дальнейшем позволит сократить расход используемого металлополимера.

Для заполнения (армирования) пустотелой формы использовался металлополимер LEO «Ферро-хром» ТУ 2257-002-48460567-00, физико-механические и технологические характеристики которого представлены в таблице 1.

Для исследования прочностных характеристик различных вариантов изготовления детали – «серьга», в качестве физико-механических характеристик использовались значения следующих материалов из библиотеки КОМПАС 3D V20: Сталь 40 ГОСТ 1050-2013; АБС 0804Т ТУ 2214-019-002 03521-96.

Далее отпечатанные полумодели (рисунок 3) были склеены и в полученную пустотелую форму при помощи технологии вибро-вакуумного всасывания был залит жидкий металлополимерный состав (рисунок 4 б).



Рис. 3. а -отпечатанные полумодели детали «Серьга»; б – процесс заполнения пустотелой оболочки жидким металлополимером

При наружном обследовании полученной композитной (АБС пластик - металлополимер) детали «серьга», после удаления технологических элементов (выпора и литника), на срезе можно наблюдать отсутствие недоливов, несплошностей и раковин, а также характерный металлический блеск металлического наполнителя в теле металлополимерной матрицы. Благодаря наличию вибраций в системе и вакуума, а также подбору параметров расхода металлополимера из условия не превышения числа Re значения равного 2000, удалось произвести полное заполнение весьма шероховатой формы полученной FDM 3D печатью. Благодаря этому удалось получить деталь с изотропной структурой, то есть свойства такой детали одинаковы во всех направлениях, если говорить о металлополимерной части.

Произведя расчёт модели детали «серьга» были получены данные о эквивалентных напряжениях по Мизесу, суммарном линейном перемещении (жесткости), коэффициенте запаса прочности по пределу текучести, а также коэффициенте запаса по пределу прочности для трёх вариантов используемого материала (сталь 40, АБС, Металлополимер)

при сжимающей нагрузке. Полученные расчётные данные представлены в таблице 1.

Таблица 1

Расчётные данные конечно-элементного анализа детали «серьга» при сжатии

| Материал | Эквивалентное напряжение по Мизесу, МПа | | Суммарное линейное перемещение, мм | | Коэффициент запаса по пределу текучести | | Коэффициент запаса по пределу прочности | |
|----------------|---|-------|------------------------------------|-------|---|-----|---|-----|
| | min | max | min | max | min | max | min | max |
| АБС | 0.03 | 30.40 | 0 | 0.93 | 1.15 | 10 | 2.63 | 10 |
| Сталь 40 | 0.02 | 30.62 | 0 | 0.007 | 10 | 10 | 10 | 10 |
| Металлополимер | 0.03 | 30.82 | 0 | 0.252 | 1.62 | 10 | 7.46 | 10 |

Проведенные экспериментальные работы показали, что не смотря на возможную сложность полости формы, переменность направления и площади сечения пустот формы, а также реологические характеристики металлополимерной композиции, существует возможность заполнения этим материалом различных форм без образования дефектов выраженных в недоливах, газовых пористостях и раковинах. Возможность осуществления такого технологического приёма как литьё металлополимера под воздействием вакуума и давления, открывает новый горизонт использования класса этих материалов как конструкционных материалов при изготовлении и ремонте различных деталей.

Финансирование. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-79-10022, <https://rscf.ru/project/23-79-10022/>.

Список литературы

1. Федоренко, М. А. Восстановление цилиндрической формы при различных видах износа крупногабаритных вращающихся деталей / М. А. Федоренко, А. А. Погонин, Ю. А. Бондаренко // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2017. № 9. С. 130-136. DOI 10.12737/article_59a93b0ac85999.41172542.
2. Зорин, В. А. Дефектация деталей из дисперсно-наполненных полимерных материалов методом инфракрасной термографии / В. А. Зорин, Н. И. Баурова, Е. А. Косенко // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2017. № 2. С. 22-25.
3. Зорин, В. А. Влияние технического состояния автотранспортных средств на дорожно-транспортную аварийность в республике Казахстан / В. А. Зорин, Н.

- С. Камзанов, С. К. Кожатаев // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2017. № 5. С. 30-33.
4. Баурова, Н. И. Информационная модель состояния технической системы / Н. И. Баурова, В. А. Зорин, В. М. Приходько // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2017. № 6. С. 11-16.
5. Перспективы применения инфракрасной термографии и ультразвуковой дефектоскопии деталей, восстановленных с использованием полимерных композиционных материалов / В. А. Зорин, Е. А. Косенко, С. А. Заичка, А. К. Бояринцев // Новые материалы и технологии в машиностроении. 2017. № 26. С. 26-28.
6. Чепчуров, М. С. К вопросу о контактном взаимодействии двух цилиндрических деталей технологического агрегата / М. С. Чепчуров, В. Е. Минасова, И. В. Маслова // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2018. № 9. С. 40-44. DOI 10.31044/1684-2561-2018-0-9-40-44.
7. Анциферов, С. И. Проектирование и дизайн изделия в CAD/CAM/CAE системе NX под управлением PLM системы Teamcenter / С. И. Анциферов, А. В. Карачевцева, Л. А. Сиваченко // Техническая эстетика и дизайн-исследования. 2019. Т. 1, № 2. С. 45-52. DOI 10.34031/2687-0878-2019-1-2-45-52

УДК 621.95.025.7

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ГОЛОВКИ КОРПУСНОГО СВЕРЛА

Польшин А.А.¹, Любимый Н.С.¹, Тихонов А.А.¹, Мальцев А.К.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В статье приводится подробный анализ конструкции головки корпуса составного сверла. Приводится модель сверла с указанием расположения и назначения рабочих поверхностей головки корпуса сверла, а также требования к его расположению. Анализ конструкции корпуса сверла позволит определить поверхности сопрягаемые с режущей головкой, что необходимо для построения модели нагружения при проведении прочностных расчётов методом конечных элементов. Также анализ точностных характеристик позволит определить маршрут механической обработки сверла по ответственным поверхностям.

Ключевые слова: сверление, силы резания, нагрузка, метод конечных элементов, оптимизация, механическая обработка, сопряжение.

ANALYSIS OF THE DESIGN OF THE CASE DRILL HEAD

Polshin A.A.¹, Lubimiy N.S.¹, Tikhonov A.A.¹, Maltsev A.K.¹

1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov, Belgorod

The article provides a detailed analysis of the design of the head of the compound drill body. A model of the drill is given, indicating the location and purpose of the working surfaces of the head of the drill body, as well as the requirements for its location. An analysis of the design of the drill body will make it possible to determine the surfaces mating with the cutting head, which is necessary to build a loading model when performing strength calculations using the finite element method. Also, the analysis of the accuracy characteristics will allow to determine the route of machining the drill along the critical surfaces.

Key words: сверление, силы резания, нагрузка, метод конечных элементов, оптимизация, механическая обработка, сопряжение.

Производительность работы металлорежущим инструментом во многом зависит и от сокращения подготовительно-заключительного времени. Одной из составляющих подготовительно-заключительного времени является время на смену и наладку инструмента. С целью сокращения времени наладки на рынке инструментов существует линейка корпусного металлорежущего инструмента, например корпусные свёрла. Корпусные свёрла устанавливаются в инструментальный магазин станка, производится их наладка. При изнашивании лезвий сверлильной твёрдосплавной головки достаточно при помощи специального ключа поставляемого с корпусом сверла открепить головку из замка сверлильной головки и заменить её на новую головку. При этом закрепление сверлильной головки происходит за счёт упругих сил и сил трения рабочих посадочных поверхностей головки сверла о рабочие поверхности замковой части корпуса сверла [1,2].

Для расчёта прочности корпуса сверла на прочность, с целью оптимизации его конструкции, необходимо в качестве исходных данных обладать не только информацией о силах резания и местах закрепления сверла в оснастке станка, но и о поверхностях которые подвергаются нагрузке [3].

На рисунке 1. Показаны поверхности корпуса сверла, по которым производится контакт сверлильной головки с замковыми поверхностями корпуса сверла.

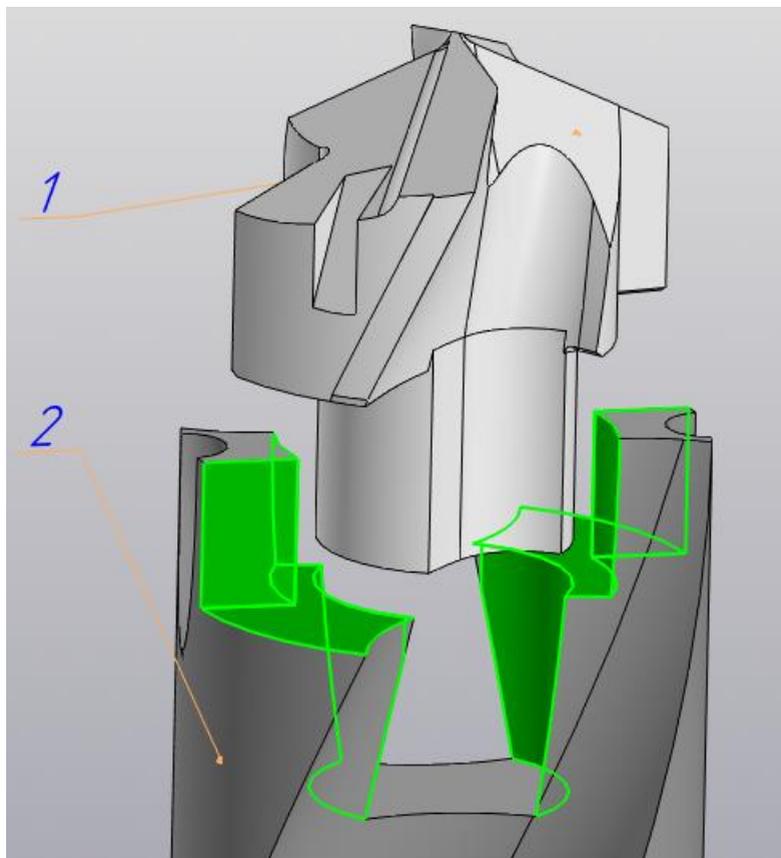


Рис. 1. Рабочие поверхности замковой части корпуса сверла. 1 – сверлильная головка; 2 – замковая часть корпуса сверла

Следовательно, именно эти поверхности необходимо использовать при задании рабочих нагрузок и крутящего момента при исследовании прочности методами конечных элементов. Кроме того, при проведении топологической оптимизации формы корпуса сверла, возможно достичь снижения металлоёмкости, при этом эти же поверхности следует назначить как неизменяемые области. При использовании модели корпуса сверла для изготовления его методами аддитивного производства, такими как SLS 3D печать металлом, следует назначить дополнительный припуск именно на эти поверхности для того что бы обработать их финишными методами обработки [4,5].

Произведём условный FEM расчёт при нагружении рабочих поверхностей корпуса сверла нагрузками в 1000Н каждая, для материала стали AISI304. На рис. 2 показана диаграмма перемещений.

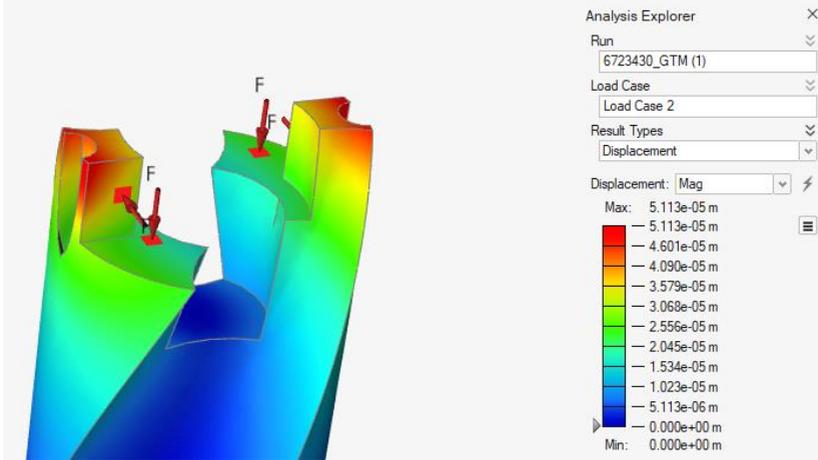


Рис. 2. Диаграмма перемещений FEM расчёта корпуса сверла

Анализ расчётных данных показывает, что максимальные деформации составляют не более 0,05 мм.

Диаграмма запаса прочности показана на рис.3.

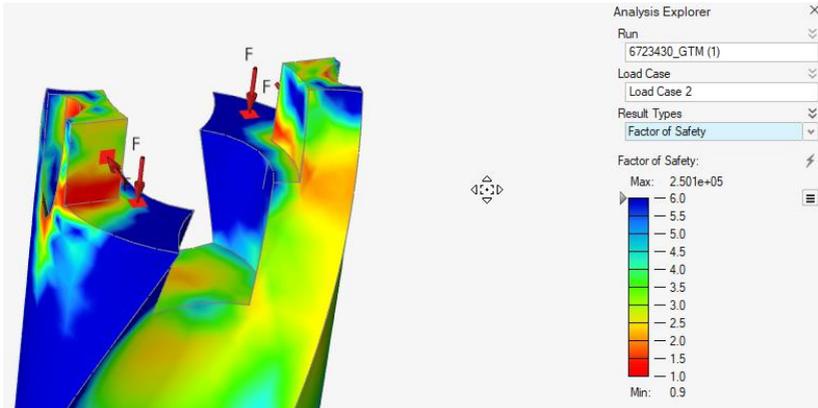


Рис. 3. Диаграмма запаса прочности

Согласно диаграмме запаса прочности, при данных нагрузках минимальный запас прочности будет равен 0,9 единиц.

На третьей диаграмме рис. 4 показана диаграмма напряжений по Мизесу.

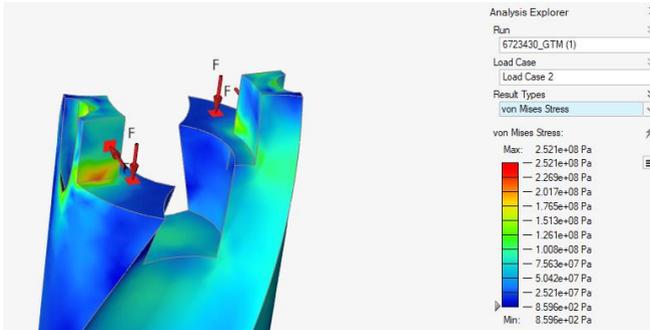


Рис. 4. Диаграмма напряжений по Мизесу

Диаграмма рис. 3. дает понимание о местах концентрации напряжений, таких как грань сопряжения рабочих поверхностей. Следовательно при проектировании конструкции сверла следует предусмотреть усиление этих мест, что бы повысить надёжность такого места. Понимание мест концентраторов напряжений необходимо для правильного (оптимального) расположения технологических поверхностей и отверстий, таких как каналы охлаждения [6].

Пример разрушения корпуса сверла в месте концентрации показан на рис. 5.



Рис. 5. Изображение места скола рабочей части корпусного сверла.

Таким образом проведя анализ конструкции сверла, были выявлены рабочие поверхности корпуса сверла, а так же проведён расчёт методом конечных элементов. Благодаря этому были обозначены зоны концентрации напряжений [7]. При проведении оптимизации конструкции корпуса сверла, особенно с учётом вновь разрабатываемых методов производства, с применением аддитивных технологий, необходимо предусматривать обозначенные рабочие зоны.

Финансирование. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-79-10022, <https://rscf.ru/project/23-79-10022/>.

Список литературы

1. Баурова, Н. И. Информационная модель состояния технической системы / Н. И. Баурова, В. А. Зорин, В. М. Приходько // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2017. № 6. С. 11-16.
2. Любимый Н.С., Чепчуров М.С., Тетерина И.А. Оценка возможности обеспечения точности получаемых изделий на примере анализа размерной цепи детали // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. - 2017. № 7. С. 140–145.
3. Анциферов, С. И. Проектирование и дизайн изделия в CAD/CAM/CAE системе NX под управлением PLM системы Teamcenter / С. И. Анциферов, А. В. Карачевцева, Л. А. Сиваченко // Техническая эстетика и дизайн-исследования. 2019. Т. 1, № 2. С. 45-52. DOI 10.34031/2687-0878-2019-1-2-45-52
4. Кадыров И.Ш. Экспериментальное исследование влияния скорости резания на осевую силу и крутящий момент при сверлении и фрезеровании / И. Ш. Кадыров, Ж. Т. Темирбеков, Б. С. Турусбеков, У. Р. Давлятов // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2019. № 12-2. С. 212-217.
5. Анциферов, С. И. Цифровое проектирование с применением генеративного дизайна / С. И. Анциферов, А. О. Лютенко, Е. А. Сычев, Л. А. Сиваченко // Техническая эстетика и дизайн-исследования. 2019. Т. 1, № 4. С. 38-44. DOI 10.34031/2687-0878-2019-1-4-38-44
6. Зорин, В. А. Применение аддитивных технологий при изготовлении деталей автомобилей / В. А. Зорин, М. И. Тимченко // Грузовик. 2018. № 4. С. 16-17.
7. Nikolai Lubimiy, Vladimir Pavlovich Voronenko, Andrey Polshin, Mihail Gerasimov, Antsiferov Sergey, Oğuz Kaan Öztürk, Boris Chetverikov, Alexander Tikhonov, Vladislav Ryazantsev, Shumyacher Vyacheslav Mikhailovich & Melentiev Nikita. What is the economic feasibility of manufacturing a metal-metal-polymer composite part compared to other technologies? // Australian Journal of Mechanical Engineering. Vol. 20. Iss. 4. Pp. 1-12. DOI: 10.1080/14484846.2022.2094533

УДК 621.643

АНАЛИЗ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА КУБОВИД-
НОГО ЩЕБНЯ

Прокопенко В.С.¹, Шатохин Е.А.¹, Журбенко И.А.¹

*1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород*

Потребность в получение кубовидном щебне увеличивается с каждым годом, большой спрос обусловлен развитием дорожно-строительной отрасли. Технология производства щебня, основанная на дроблении горных пород, которая является достаточно простой. Однако для изготовления строительных материалов и изделий на их основе необходим щебень высокого качества. В работе приводится анализ дробильного оборудования для производства кубовидного щебня.

Ключевые слова: дробильное оборудование, кубовидный щебень, лещадность, технологии.

ANALYSIS OF EQUIPMENT FOR THE PRODUCTION OF CUBOID
CRUSHED STONE

Prokopenko V.S.¹, Shatohin E.A.¹, Zhurbenko I.A.¹

*1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov,
Belgorod*

The need for obtaining cuboid crushed stone is increasing every year, a large demand is due to the development of the road construction industry. The technology of crushed stone production based on the crushing of rocks, which is quite simple. However, for the manufacture of building materials and products based on them, high-quality crushed stone is needed. The paper provides an analysis of crushing equipment for the production of cuboid crushed stone.

Key words: crushing equipment, cuboid crushed stone, bream, technologies

Анализируя опыт применения различных типов дробильных агрегатов для производства щебня, можно отметить следующее (табл. 1.1):

- стандартные щековые дробилки имеют низкую (2,5-4) степень дробления и обеспечивают лещадность на уровне 30-60 %; стандартные конусные дробилки среднего и мелкого дробления имеют степень дробления 3-5 и обеспечивают лещадность на уровне 25-35 %;
- улучшение формы зерен при использовании стандартных конусных дробилок достигается применением замкнутого цикла

дробления, что снижает производительность линии в 2 раза и увеличивает выход отсева (-5 мм);

- роторные молотковые дробилки имеют высокую степень дробления (5-8) и обеспечивают лещадность щебня на уровне 10-20 %, но могут использоваться только для дробления неабразивных пород малой и средней прочности;

- роторные центробежные дробилки обеспечивают получение лещадности на уровне 10-20 %, но имеют низкую степень дробления, что обуславливает их применение в основном в качестве додобраливающей операции - грануляции или кубизации дробленого материала [3].

По данным исследований [4, 5, 6, 7] при получении кубовидного щебня должны соблюдаться следующие ключевые принципы:

- должно быть обеспечено многократное дробящее воздействие на кусок породы;
- разрушающая сила должна действовать не на раздавливание, а на сдвиг.

Таблица 1

Сравнительная характеристика различных технологий получения кубовидного щебня

| Тип дробилки | Объем лещадност, % | Степень дробления | Диапазон крупности, мм. | |
|--|--------------------|-------------------|-------------------------|----|
| | | | | |
| Стандартный конусная «под вал» | 25-40 | 2,5-4 | 80 | 25 |
| Стандартный конусная «под вал» в замкнутом цикле | 15-30 | 3-5 | 80 | 20 |
| Роторная молотковая | 10-20 | 4-6 | 100 | 20 |
| Роторная центробежная | 10-20 | 2-3 | 60 | 20 |
| Конусная бироинерционная | 10-20 | 4-10 | 140 | 15 |

Основываясь на этих принципах, производство кубовидного щебня может осуществляться при использовании (табл. 1.1):

- стандартных конусных дробилок, работающих «под завалом» в замкнутом цикле;
- роторных молотковых дробилок;
- роторных центробежных дробилок;

- дробилок, обеспечивающих многократное сдвиговое-воздействие на материал, конусных виброинерционных дробилок.

В мировой практике наиболее распространенной и универсальной машиной для дробления щебня является традиционная конусная дробилка с эксцентриковым приводом, кинематическая и конструктивная схема которой была создана в 1878 г. Почти за 130 лет технологические показатели эксцентриковых конусных дробилок не изменились, хотя их эксплуатационные свойства улучшились существенно.

Оборудование для производства щебня с небольшими конструктивными различиями изготавливают как в России, так и за рубежом. В России это ассоциация «Урал-Центр», ОМЗ «Уралмаш», ЗАО «Полиметалл», ЗАО «Новые технологии», ОАО «Дробмаш». За рубежом - фирмы METSO (Финляндия, Швеция, США), KRUPP, MARPIN, STECKERT, FORSTER, SPILLE (Германия), SANOVIC (Швеция), TELSMITH (США), COBELCO (Япония).

Около 80 лет работают эксцентриковые дробилки типа Symons, кото-рые производятся на российских заводах и фирме METSO. Отличительной особенностью этих машин является регулировка размера разгрузочного зазора между дробящими конусами с помощью резьбы на корпусе наружного конуса.

Большинство зарубежных и отечественных фирм производит дробилки ударного действия с жестко или шарнирно закрепленными к горизонтальному валу молотками. Такие дробилки дешевле и легче любых других и отличаются высокой степенью дробления (до 10). Однако эти машины имеют ограниченное применение из-за целого ряда недостатков: способны дробить материалы с максимальной прочностью среднего гранита или известняка; склонны к образованию большого объема отсевов - до 50 %; затупление рабочих кромок молотков приводит к снижению производительности и степени дробления до 4; требуется замена молотков в среднем один раз в два месяца; попадание крупных металлических предметов приводит к поломке молотков и решеток. Тем не менее, ударные дробилки большого размера с шарнирно подвешенными молотками конкурируют со щековыми дробилками при переработке отходов железобетона в щебень.

Фирма TELSMITH (США) усовершенствовала дробилку типа Symons, заменив сферическую опору скольжения внутреннего конуса гирационным диском качения, жестко связанным с приводной эксцентриковой втулкой. Вал внутреннего конуса, размещенный внутри упомянутой втулки, снабжен хвостовиком с зубом, входящим в зацепление с ответным зубом в дне корпуса дробилки. Такая

конструкция исключает волчкование конуса и его сдвиг на опорных подшипниках скольжения при повышенных оборотах эксцентрика. Это позволило несколько увеличить число гираций (круговых колебаний) конуса и, следовательно, степень дробления.

Повышению степени дробления способствуют твердосплавные выступы в параллельной зоне брони конусов. Фирма утверждает, что кубовидность щебня, полученного в такой дробилке, не может быть ниже 80 %, поэтому такая дробилка не всегда требует после себя центробежной ударно-отражательной машины в качестве кубизатора при необходимости получать щебень I группы.

Степень дробления эксцентриковых конусных дробилок чаще всего в пределах 4-6, что требует обычно трехстадиального дробления, чтобы получить наиболее требуемый щебень от 5 до 20 мм.

Однако, если потребитель нуждается в щебне I группы (лещадность не более 15 %), то заводы после эксцентриковой дробилки мелкого дробления вынуждены предусматривать роторную центробежную ударно-отражательную дробилку-кубизатор типа «Бармак». Чаще всего они принимают кусок 40 мм и производят щебень 5-20 мм с кубовидностью 90 % при производительности 100 т/ч по питанию и выходе отсевов мельче 5 мм до 50 %.

Отсевы значительно дешевле, чем щебень, поэтому ударно-отражательные дробилки на российских заводах пока редкость, тем более что экономически целесообразнее производить щебень II и III групп, чем увеличивать все виды эксплуатационных расходов на вынужденное производство особо дешевого класса крупности 5 мм.

Таким образом, мировая практика идет не путем радикального совершенствования конусных дробилок, а путем увеличения стадийности и введения дополнительных дробильных машин, что ведет к удорожанию щебня из-за увеличения ресурсных потерь, а также капитальных и эксплуатационных затрат.

Как видно из краткого анализа ситуации в производстве щебня, идея конструкции конусных эксцентриковых дробилок за 130 лет их существования не изменилась. В них попрежнему используется кинематическая схема эксцентрикового привода, подобная по сути кривошипно-шатунному приводу колес паровоза. Идея привлекательна и проста, но она влечет за собой массу технологических недостатков в сочетании с низким коэффициентом полезного действия.

Для создания принципиально новых, существенно более эффективных дробилок для производства щебня целесообразно проанализировать, какие конструктивные признаки эксцентриковых дробилок препятствуют улучшению их технологических параметров.

Список литературы

1. Романович А.А., Воронов В.П., Романович М.А., Прокопенко В.С. Агрегат для получения кубовидного щебня из горных пород со сланцевой текстурой // Вестник Санкт-петербургского государственного университета технологии и дизайна. серия 4: Промышленные технологии – 2023. – № 2. – С. 28-32.
2. Романович М.А., Романович А.А., Чеховской Е.И., Бутов А.П. Агрегат для получения кубовидного щебня // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2021. – № 5. – С. 151-158.
3. Производство кубовидного щебня и строительного песка с использованием вибрационных дробилок / В. А. Арсентьев, Л. А. Вайсберг, Л. П. Зарогатский, А. Д. Шулояков. - СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ. 2004 – 112 с.
4. Берковиз В. А., Кобец В. С. Получение щебня с правильной формой зерна при переработке абразивных пород//Нерудные строительные материалы, Сб. трудов ВНИИнеруд, вып. 26, Голыятти, 1969.
5. Влияние заполнителей на свойства бетона / Виноградов Б. И. - М., Стройиздат, 1979 – 223 с.
6. Структура и свойства тяжелых бетонов на различных заполнителях / Гордон С. С. - М., Стройиздат, 1969 – 151 с.
7. Производство щебня из карбонатных пород / Родин Р.А., Нисневич М.Л., Шлаин И.Б. - М., Стройиздат, 1971 – 400 с.

УДК 666.9.022.31

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

¹Романович А.А., ²Апухтина И.В., Пахомов Е.Г.¹, Шатохин Е.А.¹

*1*Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г.Шухова,

2 НИУ Белгородский государственный университет

Статья посвящена вопросам повышения эффективности при разрушении материалов с анизотропной текстурой. Приведены прочностные характеристики горных пород, имеющих анизотропную текстуру, в зависимости от приложения усилия разрушения. Установлено, что при организации процесса измельчения анизотропных материалов необходимо учитывать не только их специфические особенности, но и условия организации самого процесса:

условия загрузки материалов с анизотропной структурой и направленного их движения;

направления приложения силовой нагрузки;

технологические схемы организации процессов измельчения материалов на каждой стадии их переработки (сепарация тонкоизмельченных частиц, классификация измельченных продуктов, внутренний и внешний рецикл измельчаемых материалов и др.);

реализация эффективных конструктивно-технологических решений, обеспечивающих повышение износостойкости рабочих органов оборудования и его эксплуатационной надёжности и др.

Аналитически показано, что геометрическая форма рабочих органов агрегата и условия приложения силовых нагрузок являются важным резервом как конструктивно-технологического совершенствования оборудования, так и формирования технологического процесса в целом.

Ключевые слова: анизотропная текстура, усилия разрушения, рабочая поверхность.

WAYS TO INCREASE THE EFFICIENCY OF THE PROCESS OF GRINDING MATERIALS

Romanovich A.A.¹, Apukhtina I.V.², Pakhomov E.G.¹, Shatokhin E.A.¹

1Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov,

2 NRU Belgorod State University

Annotation. The article is devoted to the issues of increasing efficiency in the destruction of materials with anisotropic texture. The strength characteristics of rocks with anisotropic texture are given, depending on the application of the fracture force. It is established that when organizing the process of grinding anisotropic materials, it is necessary to take into account not only their specific features, but also the conditions for organizing the process itself:

- conditions for loading materials with anisotropic structure and their directional movement;*
- directions of application of the power load;*
- technological schemes for organizing the processes of grinding materials at each stage of their processing (separation of fine particles, classification of crushed products, internal and external recycling of crushed materials, etc.);*
- implementation of effective structural and technological solutions that increase the wear resistance of working equipment and its operational reliability, etc.*

It is analytically shown that the geometric shape of the working bodies of the unit and the conditions for applying power loads are an important reserve for both the structural and technological perfection of the equipment and the formation of the technological process as a whole.

Keywords: anisotropic texture, breaking forces, working surface.

При разработки рудных и нерудных полезных ископаемых ежегодно в отвалы для складирования отправляются десятки миллиардов тонн горных пород, которые по своему минералогическому составу вполне могут быть использованы при производстве широкой гаммы строительных материалов. Добываемые породы отличаются от традиционного сырья в строительстве своим физико-механическими свойствами, геологическим происхождением текстурой, минералогическим составом.

Железородные месторождения, добыча которых осуществляется открытым способом, содержат отвалы из попутно добываемых пород, которые загрязняют окружающую среду, выводящие из сельхоз оборота плодородные почвы и требующие значительных материальных затрат на содержание. Только на месторождениях КМА их объём составляет около 1 миллиарда м³, значительную часть, которую занимают анизотропные материалы.

Таблица 1.

Предел прочности при сжатии, МПа

| Наименование материала | Предел прочности при сжатии, МПа | | Коэффициент анизотропии, |
|--|----------------------------------|---------------------------|--------------------------|
| | Перпендикулярно сланцеватости | Параллельно сланцеватости | |
| Известняки органо-генные | 95 | 65 | 1,46 |
| Метаморфические сланцы (месторождение КМА) | 130 | 59 | 2,2 |
| Амфиболиты (месторождение КМА) | 145 | 75 | 1,93 |
| Кварцито-песчаники полосчатые | 260 | 190 | 1,37 |

Анизотропные материалы, характеризующиеся различными физико-механическими параметрами среды (пределом прочности при растяжении, изгибе, сжатии, коэффициентом Пуассона, магнитной проницаемостью, модулем Юнга, диэлектрической, сдвига и др.) особенно своей прочностью в зависимости от направления приложения усилия (табл. 1) [1].

Это, в свою очередь, предъявляет дополнительные требования к условиям измельчения анизотропных материалов, а, следовательно, к конструкторско-технологическим параметрам дробильно-помольного оборудования. Современные технологии развиваются и появляются

необходимость в создании новых агрегатов и модернизации существующих и технологий для грубого и тонкого измельчения анизотропных материалов, широко используемых при производстве различных строительных материалов и изделий.

Сейчас существует огромное количество дробильно-помольного оборудования, отличающегося не только конструкцией, но и принципами действия и способами разрушения материалов. Так, например, разрушение методом раздавливания проходит в валковых и среднеходных мельницах. В агрегатах ударного действия материал разрушается от воздействия на него молотков, движущихся с огромной скоростью. В струйных мельницах помол осуществляется за счет соударения частиц друг о друга, движущихся в потоке под действием энергоносителя, или о стенки агрегата.

Однако при измельчении анизотропных горных пород эффективность процесса разрушения определяется многими факторами: прочностными характеристиками материалов, их структурно-текстурными признаками и главное способом и направлением приложения разрушающих усилий. Анализ научно-технических исследований процессов разрушения изотропных и анизотропных материалов в различных дробильно-помольных агрегатах [2] показывает, что при организации процесса измельчения анизотропных материалов необходимо учитывать не только их специфические особенности, но и условия организации самого процесса:

- условия загрузки материалов с анизотропной структурой и направленного их движения;

- направления приложения силовой нагрузки;

- технологические схемы организации процессов измельчения материалов на каждой стадии их переработки (сепарация тонкоизмельчённых частиц, классификация измельченных продуктов, внутренний и внешний рецикл измельчаемых материалов и др.);

- реализация эффективных конструктивно-технологических решений, обеспечивающих повышение износостойкости рабочих органов оборудования и его эксплуатационной надёжности и др.

Проведенный анализ конструкций дробильно-помольного оборудования, и рациональных условий разрушения анизотропных материалов свидетельствует о целесообразности использования для этих целей пресс-валковых измельчителей [2-4], обладающих рядом преимуществ: простотой конструкции и надёжностью эксплуатации, высокой производительностью и незначительными удельными энергозатратами, невысокими металлоёмкостью и скоростными параметрами рабочих органов, возможностью их дальнейшего конструктивно-технологического

совершенствования с учётом специфических особенностей измельчаемого материала и др.

При измельчении материалов различной прочности во многих отраслях промышленности широко применяются пресс-валковые измельчители, работающие по разным технологическим схемам. Анализ научно-технической литературы [2,4-6] показывает, что при измельчении, в замкнутом цикле измельчения, кварца, извести, шлаков, клинкера, углей, рудных материалов ПВА используется как в открытом, так и известняка. При этом достигается снижение удельных энергозатрат в помольном комплексе «ПВА-ТШМ» на 20-40 % и повышение его производительности на 15-40 %.

Проведенный анализ научно-технических разработок в области создания и конструктивно-технологического совершенствования ПВИ говорит о широком использовании данного технологического оборудования для предварительного измельчения изотропных материалов с различными физико-механическими характеристиками, а так же о необходимости установления основных закономерностей процесса измельчения анизотропных материалов в ПВИ и их дальнейшего конструктивно-технологического совершенствования с учетом особенностей измельчаемых материалов.

Условия силового воздействия при дроблении хрупких тел анизотропной текстуры, во многом определяется показателями эффективности процесса измельчения. Поэтому выбор геометрической формы рабочих органов агрегата и условий приложения силовых нагрузок являются важным резервом как конструктивно-технологического совершенствования оборудования, так и формирования технологического процесса в целом.

При разрушении хрупкие тела принимают на себя упругую, хрупкую и пластическую деформацию. Рассмотрим схемы силового воздействия на разрушаемые хрупкие тела, реализуемые в валках ПВИ (рис. 1). Самым простым случаем разрушения твердого тела является силовое воздействие между двумя параллельно расположенными поверхностями, например цилиндрических валков одного диаметра и вращаемых с одинаковой окружной скоростью (рис. 1, а).

В точках контакта рабочей поверхности валков с материалом возникают раздавливающие усилия $P\sigma_1 \dots P\sigma_i$ со стороны первого и второго валков, $P\sigma_{1\Sigma} = \sum_{i=1}^n (P\sigma_1 \dots P\sigma_i)$, $P\sigma_{2\Sigma} = \sum_{i=1}^n (P\sigma_1 \dots P\sigma_i)$ которые до момента его разрушения уравновешенные реакциями $N_1 \dots N_i$, со стороны материала в направлении валков

$$N_{1\Sigma} = \sum_{i=1}^n (N_1 \dots N_i) ; \quad N_{2\Sigma} = \sum_{i=1}^n (N_1 \dots N_i); \quad (1)$$

При равновесии деформируемого тела соблюдаются условия

$$P\sigma_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n (P\sigma_1 \dots P\sigma_i) = \sum_{i=1}^n (N_1 \dots N_i). \quad (2)$$

При приложении разрушающего усилия под углом α к рабочей поверхности $P\sigma, \tau_{\Sigma}$ (рис. 1, б) (это может быть достигнуто при применении эксцентриковых валков или валков с различными диаметрами) деформируемое тело подвергается раздавливающе-сдвиговому воздействию со стороны усилий $P\sigma, \tau_1 \dots P\sigma, \tau_i$ и их составляющих $P\sigma_1 \dots P\sigma_i$ и $P\tau_1 \dots P\tau_i$.

При увеличении угла наклона α внешнего усилия $P\sigma, \tau_{\Sigma}$ величина сдвигового деформирования $P\tau_1 \dots P\tau_i$ возрастает с соответствующим снижением значений раздавливающих усилий $P\sigma_1 \dots P\sigma_i$. При равновесии деформируемого тела соблюдается условие:

$$P\sigma, \tau_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n (P\sigma\tau_1 \dots P\sigma\tau_i) \cos \alpha = \sum_{i=1}^n (N_1 \dots N_i). \quad (3)$$

Наиболее сложное силовое воздействие на деформируемое тело наблюдается при приложении усилий к поверхности разрушаемого куска материала под различными углами в различных плоскостях α и $\gamma = R_{\min} / R_{\max}$ (например, реализуемых в конических валках за счет профиля, реализующего различные окружные скорости поверхностей по ширине валков) (рис. 1, в, з).

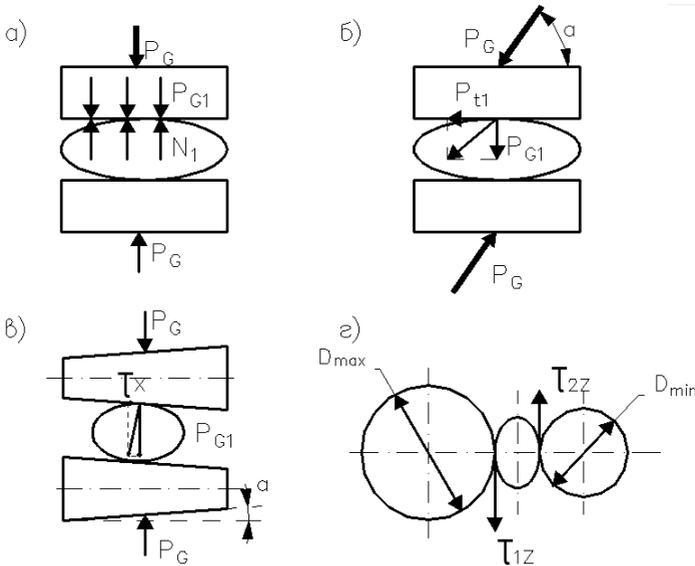


Рис. 1. Схема силового воздействия на разрушаемые хрупкие тела

$$N1 = P\sigma_1 \cos a + \tau_{\Sigma_1} \sin a + \tau_{\Sigma_{1z}} \cos Rmin/Rmax, \quad (4)$$

$$N2 = P\sigma_2 \cos a + \tau_{\Sigma_2} \sin a + \tau_{\Sigma_{2z}} \cos Rmin/Rmax \quad (5)$$

При воздействии силовой нагрузки $P\sigma_{\Sigma}$ по нормали к рабочей поверхности разрушающего органа реализуется наиболее простая схема раздавливающего действия (рис. 1, а).

При приложении нагрузки $P\sigma, \tau_{\Sigma}$ под углом α к нормали реализуется раздавливающе-сдвиговое деформирование разрушаемого тела (рис. 1,б).

Силовое воздействие $P\sigma, \tau_{\Sigma}$ под углом (α, γ) (рис. 1,в,г) (создаваемое коническим профилем поверхности валков) к нормали позволяет осуществить объемно-сдвиговое деформирование тела. Такое воздействие предпочтительно для материалов с анизотропной структурой, так как позволяет осуществить его разрушение в направлении сланцеватости (наименьшей его прочности), что приводит к снижению энергозатрат.

Особое значение этот фактор имеет для анизотропных тел сланцеватой (слоистой, полосчатой) структуры, подверженных сдвиговому деформированию и образованию лещадных пластин.

В реальных условиях измельчения слоя материала процесс деформирования твердого тела гораздо сложнее, так как разрушение осуществляется не только под воздействием сил направленных в вышеуказанных направлениях, но и от соприкосновения друг с другом кусков материала, имеющих более сложную поверхность и различную прочность, а их силовое воздействие ориентировано по различным осям.

Допустим, что анизотропное твердое тело деформируется под действием разрушающего усилия $P\sigma_{xy}, \tau_{xy}$, направленного к оси Z под углом α (Рис.2). Соответственно возникают нормальная $P\sigma_{xy} = P\sigma_{xy}, \tau_{xy} \cdot \cos \alpha$ и касательная $P\tau_{xy} = P\sigma_{xy}, \tau_{xy} \cdot \sin \alpha$ составляющие. В свою очередь, касательная составляющая обеспечивает сдвиговое деформирование слоев тела вдоль оси $x - P\tau_x = P\tau_{xy} \cdot \cos \gamma$ и оси $y - P\tau_y = P\tau_{xy} \cdot \sin \gamma$.

Результирующее усилие $P\sigma_{xy}, \tau_{xy}$ вызывает реакцию, противодействующую N_{xy} , а касательная (сдвиговая) составляющая – силу трения $F_{тр} = fN_{xy} = P\tau_{xy}$. Наличие двух противоположно направленных усилий $P\tau_{xy}$ и $F_{тр}$ приводит к появлению в сечении деформируемого тела двух площадок $S_{сдв}$ и $S_{тр}$, на которые действуют противоположно направленные касательные напряжения $\tau_{xy_{сдв}}$ и $\tau_{xy_{тр}}$.

Деформируемое тело будет находиться в равновесии (не разрушаться), если нормальные и касательные напряжения будут уравновешены, т.е. значение деформируемого усилия $P\sigma_{xy}$ будет меньше или равно пределу прочности тела на сжатие, а значение сдвигового усилия $P\tau_{xy}$ не будет превышать внутреннюю силу сцепления слоев деформируемого тела:

$$\begin{cases} P\sigma_{xy} = P\sigma_{xy} \tau_{xy} \cos \alpha \leq \int \sigma_{сж} dS, \\ P\tau_{xy} = P\sigma_{xy} \tau_{xy} \sin \alpha \leq \int \tau_{сдв} dS. \end{cases} \quad (6)$$

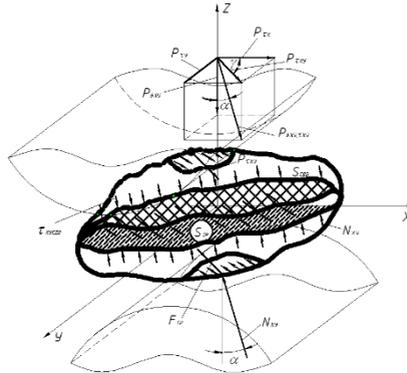


Рис. 2. Схема деформирования твердого тела анизотропной текстуры в валах пресс-валкового измельчителя.

Учитывая, что для анизотропных тел наиболее опасными являются сдвиговые усилия $P\tau_{xy}$, зависящие, в свою очередь, от угла наклона α и абсолютного значения результирующей $P\sigma_{xy}, \tau_{xy}$, то равновесное состояние $F_{тр} = fN_{xy} = P\tau_{xy}$ может быть обеспечено лишь при перераспределении площадей $S_{сдв}$ и $S_{сж}$, на которые действуют касательные напряжения $\tau_{xyтр} = \frac{F_{тр}}{S_{тр}}$ и $\tau_{xyсдв} = \frac{P\tau_{xy}}{S_{сдв}}$, но различных знаков.

Равновесное состояние будет соблюдено при условии

$$P\tau_{xy} \sin \alpha = \int_{S_{тр}} \tau_{xyтр} dS - \int_{S_{сдв}} \tau_{xyсдв} dS = \tau(S - 2S_{сдв}). \quad (7)$$

При увеличении сдвигового усилия $P\tau_{xy} = P\sigma_{xy}\tau_{xy}\sin\alpha$ будет возрастать значение $S_{сдв}$ и уменьшаться $S_{тр}$. При достижении $S_{тр} = 0$ значение $P\tau_{xy}$ достигнет максимума и равновесие нарушится, произойдет перемещение деформируемого тела вдоль плоскости скольжения $XУ$. Контактные напряжения $\tau_{xyсдв}$ будут сориентированы в одну сторону, против направления $\tau_{xyтр}$. С учетом ограниченного перемещения тела в пространстве (ввиду наличия других тел) появляются наиболее благоприятные условия для разрушения тела вдоль плоскостей слоистости.

Полагая, согласно закону Кулона,

$$F_{тр} = (aN_{xy} = fP\sigma_{xy}\tau_{xy}\cos\alpha) = f \int_S \sigma_{сп} S = f\sigma_{сп} S \quad (3)$$

и решая уравнения (1) и (2) совместно, получим $f = \frac{P\sigma_{xy}\tau_{xy}\sin\alpha}{P\sigma_{xy}\tau_{xy}\cos\alpha} = \operatorname{tg}\alpha$.

Или, выражая коэффициент трения f через нормальные и касательные напряжения, с учетом формулы (3) получим

$$f = \frac{F_{тр}}{N} = \frac{\tau(S - 2S_{сдв})}{\sigma_{сп} S} = \operatorname{tg}\alpha, \quad \text{или} \quad \alpha = \operatorname{arctg} \frac{\tau(S - 2S_{сдв})}{\sigma_{сп} S}. \quad (4)$$

Анализ формулы (4) показывает, что при равенстве касательных и нормальных напряжений ($\tau = \sigma_{сп}$) и $S_{сдв} = 0$, максимальное значение коэффициента трения $f = 1$ достигается при $\alpha = 45^\circ$. Отсюда следует важный для практики вывод, что для уменьшения образования лещадных кусков материала при разрушении анизотропного тела угол приложения разрушающего усилия не должен превышать 45° . Однако при приложении усилия под углом более 45° осуществляется разрушение материала вдоль плоскостей спаянности (наименьшей прочности кусков), что способствует его разрушению при меньших усилиях.

Список литературы

1. Лехницкий С.Г. Теория упругости анизотропного тела /С.Г. Лехницкий. -М.// - Наука, 1977 – 416 с.
2. Романович А.А. Литологические основы /А.А. Романович, А.М. Гридчин, В.С. Лесовик // – Белгород, БГТУ им. В.Г. Шухова, 2012,- 351с.
3. Романович А.А. Исследование влияния скорости вращения валков на выходные показатели процесса измельчения и разработка рекомендаций по повышению износостойкости их рабочих поверхностей /А.А. Романович// - Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. – 2011г. -№ 4.-с.71-73.

4. Романович А.А. Особенности процесса постадийного измельчения материалов с использованием пресс-валкового агрегата /А.А. Романович// Изв. вузов. Строительство -2007.-№9.- с.88-90.
5. Schonert K, Knobloch O. Mahlen von Zement in der Guttbett Walzenmuhle // Zement – Kalk – Gips, – 1984. - № 11 – S. 563...568.
6. A.A. Romanovich, S.A. Dukhanin, M.A. Romanovich, Amirhadi Zakeri Improving the Wear Resistance of Rotary-Vortex Mill Hammers // Environmental and Construction Engineering: Reality and the Future. – 2021. – №1. – С. 277-284.

УДК 666.9.022.31

АГРЕГАТ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ КУБОВИДНОГО ЩЕБНЯ

**¹Романович А.А., ¹Романович М.А., Прокopenко В.С.,²
Федосееенко Н.И., ²Картыгин А.В.**

¹Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова

²Новороссийский филиал Белгородского государственного техно-
логического университета
им. В.Г. Шухова

Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46

*E-mail: AlexejRom@yandex.ru

Аннотация. В статье приводится описание новой конструкции пресс-валкового агрегата, позволяющего получать кубовидный щебень из горных пород, имеющих сланцевую текстуру. Пресс-валковый агрегат, включает в себя устройство для направленной подачи сланцевых материалов к его рабочим органам, которые создают силовое воздействие на подаваемые куски породы в требуемом направлении. Это приводит к повышению надежности конструкции и позволяет снизить металлоемкость ремонта. Рассмотрена математическая модель направленного движения сланцевых материалов в валковом устройстве и получено уравнение для расчета требуемого усилия. Приведены графические зависимости влияния величины угла установки ролика и его смещения по горизонтали и вертикали на величину деформации слоя подаваемого материала.

Ключевые слова: пресс-валковый агрегат, сланцевые материалы, кубовидный щебень, направленная подача.

UNIT FOR PRODUCING CUBIC CRUSHED STONE

**¹Romanovich A.A., ¹Romanovich M.A., Prokopenko V.S.,²
Fedoseenko N.I., Kartygin A.V.**

¹Belgorod State Technological University named after. V.G. Shukhova

² *Novorossiysk branch of Belgorod State Technological University
them. V.G. Shukhova*

Annotation. The article describes a new design of a press roller unit that makes it possible to produce cube-shaped crushed stone from rocks with a slate texture. The press roll unit includes a device for directed supply of shale materials to its working parts, which create a force on the supplied pieces of rock in the required direction. This leads to increased reliability of the structure and reduces the metal consumption of repairs. A mathematical model of the directional movement of shale materials in a roller device is considered and an equation is obtained for calculating the required force. The graphical dependences of the influence of the roller installation angle and its horizontal and vertical displacement on the amount of deformation of the layer of supplied material are presented.

Key words: press roller unit, shale materials, cube-shaped crushed stone, directional feed.

Введение. На сегодня строительная отрасль страны испытывает огромный дефицит в щебеночных материалах. Частичным решением этой проблемы может стать получение кубовидного щебня из горных пород со сланцевой текстурой, которые в больших объемах находятся как на территории России, так и в странах ближнего и дальнего зарубежья.

Для производства щебня широко используются конусные, щековые, роторные дробилки, позволяющие получать щебень различных фракций, в том числе и кубовидный из горных пород, имеющих изотропную текстуру. Однако, анализ отечественных и зарубежных конструкций проектируемого и эксплуатируемого дробильного оборудования показал, что они не приспособлены к учету текстуры дробимых материалов, что не позволяет получать щебень кубовидной формы из горных пород, имеющих сланцевую текстуру.

Материалы и методы. Анализ свойств горных пород со сланцевой текстурой показал, что они имеют неоднородную прочность и при их измельчении, с целью получения кубовидного щебня, необходимо прикладывать силы таким образом, чтобы создаваемое давление воздействовало на кусок поперек продольных слоев с определенным шагом.

Основная часть.

Учеными БГТУ им. В.Г. Шухова разработан пресс-валковый агрегат с устройством для направленной подачи, который позволяет создавать направленное движение кусков горных пород вдоль своей большей оси к рабочим органам и создавать силовое воздействие в требуемом

направлении, что приводит к получению на выходе щебня кубовидной формы.

Пресс-валковый агрегат (рис.1) состоит из корпуса 7, в котором расположены два вращающиеся навстречу друг другу вала 1 и 2, на которых имеются выступающие клиновидные зубья. По бокам валков имеются реборды 10, предназначенные для удержания материала в рабочей зоне валцов при его подаче и измельчении. Для создания направленной подачи горных пород со сланцевой текстурой в бункере 4 расположено устройство, состоящее из двух подвижных щек 5 и подпружиненных роликов 6.

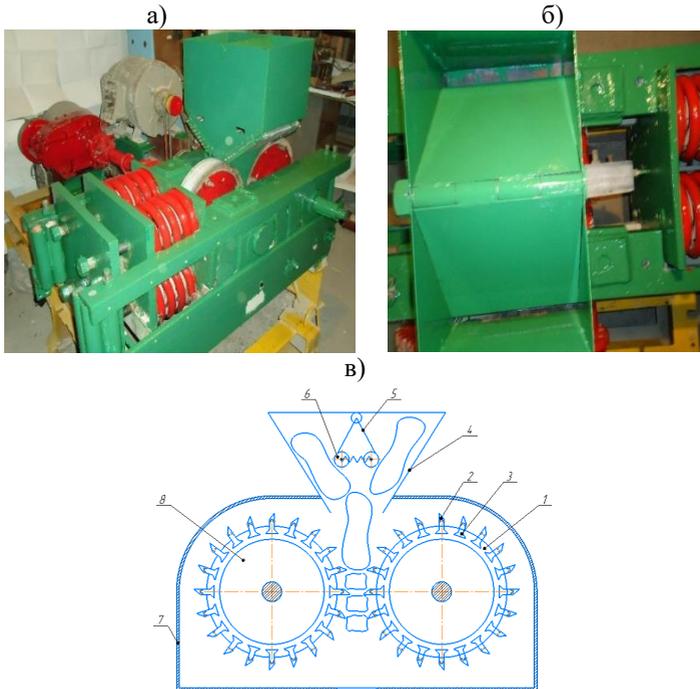


Рис. 1. Пресс-валковый агрегат с устройством для направленной подачи горных пород со сланцевой текстурой: а) и б) – фото агрегата, в) – конструктивная схема

Однако для создания направленного движения сланцевых материалов к рабочим органам агрегата необходимо затрачивать усилия, отсутствие выражения для расчета которого тормозит внедрение предложенной конструкции в производство. Рассмотрим схему, позволяющую произвести расчет величины усилия необходимого для создания

направленного движения сланцевых материалов (рис. 3). Исходными данными служат: радиус ролика r , величина его смещения по горизонтали – L и вертикали – l . Величина угла уклона стенки бункера α , а угол, захвата материала β .

Согласно рисунка 2 определим величину угла уклона линии АОВ к горизонтали γ по следующему выражению:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{l}{L}, \quad (1)$$

Толщина слоя горной породы h вдоль луча OD, равна:

$$AO = \sqrt{L^2 + l^2} \quad (2)$$

и

$$\sin(\alpha - \gamma) = \frac{OD}{AO} = \frac{h+r}{\sqrt{L^2 + l^2}}, \quad (3)$$

Выразим из выражения (3) величину h , получим:

$$h = \sqrt{L^2 + l^2} \sin(\alpha - \gamma) - r. \quad (4)$$

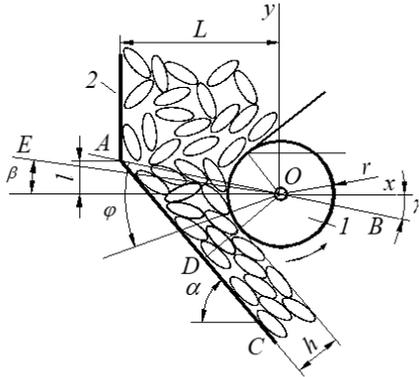


Рис. 2. Схема для определения величины усилия:
1- ролик; 2- стенка бункера

Согласно рисунка 2 определим величину угла уклона линии АОВ к горизонтали γ по следующему выражению:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{l}{L}, \quad (1)$$

Толщина слоя горной породы h вдоль луча OD, равна:

$$AO = \sqrt{L^2 + l^2} \quad (2)$$

и

$$\sin(\alpha - \gamma) = \frac{OD}{AO} = \frac{h + r}{\sqrt{L^2 + l^2}}, \quad (3)$$

Выразим из выражения (3) величину h , получим:

$$h = \sqrt{L^2 + l^2} \sin(\alpha - \gamma) - r. \quad (4)$$

Величина уплотнения материала изменяется с момента попадания его кусков на линию ОЕ, ограниченную углом захвата ролика. Сделав предположения, что усилия, создаваемые роликом, пропорциональны величине деформации слоя, определим эту величину по мере перемещения.

Уравнение прямой в полярных координатах, можно записать в следующем виде:

$$\rho \cos(\varphi - \theta) = p, \quad (5)$$

где ρ , φ – полярные координаты; θ , p – параметры.

В данном случае, когда величина угла φ берет свое начало от линии ОА, то, его величина на этой линии равна $\varphi = 0$, тогда имеем:

$$\rho = OA = \sqrt{L^2 + l^2}, \quad (6)$$

$$\text{при } \varphi = \gamma + \frac{\pi}{2} - \alpha, \text{ получим } \rho = OD = r + h = \sqrt{L^2 + l^2} \sin(\alpha - \gamma). \quad (7)$$

С целью определения величины значений θ , p выражение (4) представим в виде следующей системы:

$$\begin{cases} \sqrt{L^2 + l^2} \cos(\theta) = p \\ \sqrt{L^2 + l^2} \sin(\alpha - \gamma) \cos(\gamma + \frac{\pi}{2} - \alpha - \theta) = p. \end{cases} \quad (8)$$

Приравняв обе части уравнений и решая численно данную систему, сначала определяем значение θ :

$$\cos(\theta) = \sin(\alpha - \gamma) \cos(\gamma + \frac{\pi}{2} - \alpha - \theta), \quad (9)$$

или

$$\cos(\theta) = \sin(\alpha - \gamma) \sin(\alpha - \gamma + \theta), \quad (10)$$

Параметр p определим из первого выражения системы уравнений (8).

Наименьшее расстояние p от оси координат до стенки бункера равно $h + r$, тогда имеем: $p = h + r$. (11)

Определим значение параметра θ , из выражения (9):

$$\cos(\theta) = \frac{p}{\sqrt{L^2 + l^2}}, \quad (12)$$

Тогда согласно выражению (11), получим:

$$\cos(\theta) = \frac{h+r}{\sqrt{L^2+l^2}}. \quad (13)$$

Согласно рисунка 3 получаем, что

$$\frac{h+r}{\sqrt{L^2+l^2}} = \frac{OD}{AO} = \sin(\angle OAD) \quad (14)$$

и

$$\angle OAD = \alpha - \gamma, \quad (15)$$

отсюда,

$$\theta = \frac{\pi}{2} - \alpha + \gamma. \quad (16)$$

В нашем случае уменьшение толщины слоя материала при его продвижении осуществляется от $\rho - \Delta\rho$, по ширине ролика изменение размера слоя не происходит. Изменение ρ от угла φ определяем по следующей зависимости:

$$\Delta\rho(\varphi) = \rho(\beta) - \rho(\varphi), \quad (17)$$

где $\varphi \geq \beta$.

Из уравнения (4) получаем,

$$\rho = \frac{P}{\cos(\varphi - \theta)}, \quad (18)$$

а, с учетом уравнений (7) и (12), получим:

$$\rho = \frac{h+r}{\cos(\varphi - \frac{\pi}{2} + \alpha - \gamma)} = \frac{h+r}{\sin(\alpha - \gamma + \varphi)}, \quad (19)$$

отсюда

$$\begin{aligned} \Delta\rho(\varphi) &= \frac{h+r}{\sin(\alpha - \gamma + \beta)} - \frac{h+r}{\sin(\alpha - \gamma + \varphi)} = \\ &= (h+r) \frac{\sin(\alpha - \gamma + \varphi) - \sin(\alpha - \gamma + \beta)}{\sin(\alpha - \gamma + \beta) \sin(\alpha - \gamma + \varphi)} = \\ &= (h+r) \frac{2 \cos\left(\alpha - \gamma + \frac{\varphi + \beta}{2}\right) \sin\left(\frac{\varphi - \beta}{2}\right)}{\frac{1}{2}(\cos(\varphi - \beta) - \cos(2(\alpha - \gamma) + \varphi + \beta))} = \\ &= \frac{4(h+r) \cos\left(\alpha - \gamma + \frac{\varphi + \beta}{2}\right) \sin\left(\frac{\varphi - \beta}{2}\right)}{(\cos(\varphi - \beta) - \cos(2(\alpha - \gamma) + \varphi + \beta))}. \end{aligned} \quad (20)$$

Полученное уравнение (20) позволяет рассчитать величину деформации слоя, осуществляемую при создании направленного движения сланцевых материалов к рабочим органам агрегата. С целью изучения влияния величины угла φ и смещения ролика по горизонтали L и вертикали l на величину деформации построим графическую зависимость $\Delta\rho(\varphi)$ от высоты l , φ , L рис.3 - 4.

Исходные данные для расчета: $\alpha = 50^\circ$, $\beta = 17^\circ$, $L = 55$ см, $r = 20$ см. Приняв коэффициент деформации, равный 1,19; 1,24; 1,29 и 1,35.

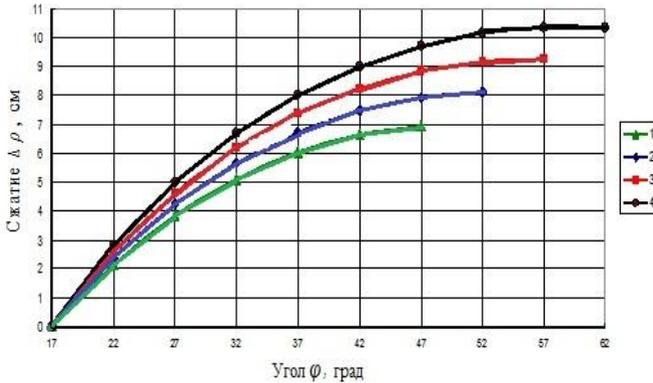


Рис. 3. Зависимость величины деформации материала от угла φ : 1 – $l=10$ см; 2 – $l=13$ см; 3 – $l=16$ см; 4 – $l=19$ см

Графическая зависимость $\Delta\rho(\varphi)$ от угла наклона α стенки бункера представлена на рис. 3. Исходные данные для расчета: $\beta = 17^\circ$, $l = 13$ см, $L = 55$ см, $r = 20$ см.

Величину распределенного усилия, приложенного к ролику, определим по следующему выражению:

$$F = \iint_{(S)} q ds', \quad (21)$$

где S – площадка, на которую действуют усилия.

В процессе деформации без разрушения частиц материала, изменение усилия происходит пропорционально уменьшению толщины слоя $\Delta\rho$ (рис. 2). Тогда величину изменения усилия q представим в виде выражения:

$$q = \mu\Delta\rho, \quad (22)$$

где μ – коэффициент, зависящий от свойств уплотняемого материала, Н/м³.

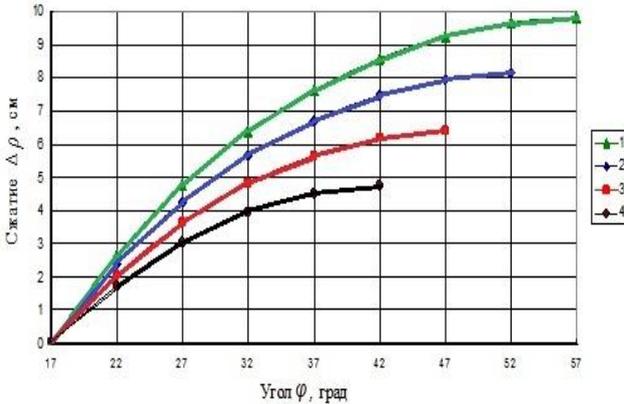


Рис. 4. Зависимость величины деформации материала с анизотропной текстурой от φ : 1 – $\alpha = 45^\circ$; 2 – $\alpha = 50^\circ$; 3 – $\alpha = 55^\circ$; 4 – $\alpha = 60^\circ$

Выводы

Таким образом, по уравнению 21 исходя из свойств материала можно определить усилие, необходимое для создания направленного движения сланцевых материалов к рабочим органам пресс-валкового агрегата.

В результате анализа свойств горных пород со сланцевой текстурой, обоснована необходимость, с целью получения щебня кубовидной формы, приложения усилия в заданном направлении. Проведенный анализ конструкций проектируемого и эксплуатируемого дробильного оборудования в позволил установить, что эти агрегаты, применяемые в производстве щебеночных материалов не приспособлены к учету специфической текстуры дробимых пород и это не позволяет получать кубовидный щебень из сланцевых материалов.

Разработанная конструкции пресс-валкового агрегата включает в себя устройство для направленной подачи сланцевых материалов к его рабочим органам, которые создают направленное силовое воздействие на подаваемые куски, что позволяет получать кубовидный щебень из горных пород, имеющих сланцевую текстуру. Предложенная конструкция зуба рабочего органа, позволяет снизить действующие в процессе разрушения изгибающие нагрузки, что позволяет повысить надежность конструкции и снизить металлоемкость ремонта. Разработана матема-

тическая модель описывающая движение сланцевых материалов в валковом устройстве и получено уравнение для расчета усилия, необходимого для создания направленного движения материалов к рабочим органам пресс-валкового агрегата. Изучено влияние величины угла установки ролика и его смещения по горизонтали и вертикали на величину деформации слоя подаваемого материала, а следовательно и величину энергозатраты.

Список литературы

1. Study of device for precompaction and uniform supply of materials to working bodies of aggregate /Romanovich A.A., Kolesnikov R.S., Romanovich M.A. // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment. 2018. С. 042052.
2. Energy-saving technology of obtaining composite binders using technogenic wastes / Romanovich A.A., Romanovich M.A., Belov A.I., Chekhovskoy E.I.// В сборнике: Journal of Physics: Conference Series. 2018. С. 012035.
3. Родин Р.А. К вопросу о современном состоянии теории хрупкого разрушения горных пород // Горный журнал. Известия вузов. 1990. –№ 3. – С. 66–69.
4. Редькин Г.М. Нестационарное анизотропное математическое моделирование неоднородностей систем минерального сырья. – М.: Изд-во Ассоциация строительных вузов, 2007. – 499 с.
5. Пресс-валковый агрегат Патент на полезную модель RU 206574 С В02С 4/08 от 13.05.2021 Романович А.А., Романович М.А., Чеховской Е.И., Бутов А.П.

УДК 622.23.05

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК АППАРАТА ВИХРЕВОГО СЛОЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ТОРФЯНЫХ ГРУНТОВ

Селиверстов Г.В.¹, Мотевич С.А.¹

1. ФГБОУ ВО Тульский государственный университет, г. Тула

На сегодняшний день существует большое количество методов измельчения сапропельных и торфяных грунтов, которые применяются в дальнейшем в различных медицинских целях в грязелечебницах. При этом все они достаточно трудоемки и не обеспечивают равномерной консистенции и диспергации частиц. Применение аппаратов вихревого слоя позволяет решить эту задачу.

Ключевые слова: аппарат вихревого слоя, торф, окислительно-восстановительный потенциал, диспергация, ферромагнитные элементы.

ANALYSIS OF THE CHARACTERISTICS OF THE VORTEX LAYER APPARATUS IN THE TREATMENT OF PEAT SOILS

Seliverstov G.V.¹, Motevich S.A.¹

1. Tula State University, Tula

To date, there are a large number of methods for grinding sapropel and peat soils, which are later used for various medical purposes in mud baths. At the same time, all of them are quite time-consuming and do not provide uniform consistency and dispersion of particles. The use of vortex layer apparatuses makes it possible to solve this problem.

Keywords: vortex layer apparatus, peat, redox potential, dispersion, ferromagnetic elements.

Современные тенденции развития технологий требуют внедрения таких методик, которые бы обеспечивали возможность снижения энергоемкости и трудоемкости процессов с одной стороны, а с другой использование экономически выгодных технических средств.

Одной из отраслей, где необходимо внедрение таких технологий, являются подготовительные операции в пеллоидотерапии, связанные с измельчением торфяных и сапропельных грунтов.

Одним из вариантов технологических машин, задействованных в этом процессе, являются аппараты вихревого слоя [1]. Такие машины известны давно, но широкого распространения не получили из-за сложности управления процессами, проходящими внутри реактора [2].

Такая машина в самом простом варианте представляет собой статор асинхронного двигателя внутрь которого вместо ротора помещается труба с засыпанными ферромагнитными элементами. При подаче напряжения на обмотки статора возникает вращающееся магнитное поле, которое приводит в движение ферромагнитные элементы, создавая так называемый кипящий слой. Через этот слой пропускают обрабатываемый продукт, который испытывает комплексное воздействие: механическое от соударения ферромагнетиков, магнитострикционное, кавитационное, электроразрядное и т.д. [3].

Описать все эти процессы для комплексного понимания воздействий не представляется возможным, поэтому большинство исследователей применяют экспериментальные зависимости, которые позволяют с необходимой точностью рассчитывать параметры аппарата для выполнения тех или иных задач [4].

В нашем случае применимость аппаратов вихревого слоя обуславливается возможностью получения тонкодисперсных однородных смесей с отрицательным окислительно-восстановительным потенциалом [5].

При этом управление аппаратом вихревого слоя происходит по специально разработанному алгоритму, который в виде программного обеспечения является ноу-хау. Сама программа управления через датчики обратной связи позволяет оптимизировать процесс обработки грунтов. Электрическая составляющая управления обмотками статора представлена в виде частотного преобразователя. В процессе обработки можно гибко подстраивать мощность, напряжение, время воздействия, частоту питающего тока и т.д.

На рис. 1 показана зависимость мощности от частоты поля. Частотный преобразователь использовался от фирмы INSTART с доработанным программным обеспечением

Анализ показал, что с увеличением частоты поля мощность на статоре пропорционально уменьшается.

Удельная подводимая мощность на единицу массы обрабатываемой смеси определяется не только мощностью на статоре, но и массой смеси, проходящей через слой ферромагнетиков. При обработке торфяных грунтов удельной мощности достаточно, если она составляет не менее 3кВт/кг. Как правило, частота и мощность определяются заранее, и аппарат вихревого слоя работает на фиксированных значениях этих параметров.



Рис. 1. Зависимость мощности от частоты поля

Одним из показателей правильной обработки торфяных грунтов и достижения высокой дисперсности является значения окислительно-восстановительного потенциала в значениях -400 мВ. При этом отметим, что, как правило, торфяные грунты имеют начальное значение окислительно-восстановительного потенциала $+150$ мВ.

Соответственно регулировать этот параметр можно изменением времени обработки торфа. Пример зависимости этого параметра показан на рис. 2.

На вертикальной оси отложены значения окислительно-восстановительного потенциала, а по горизонтальной – время нахождения смеси в реакторе.

Как видно из графика, в зависимости от поставленной задачи значение окислительно-восстановительного потенциала можно регулировать в достаточно широких пределах.

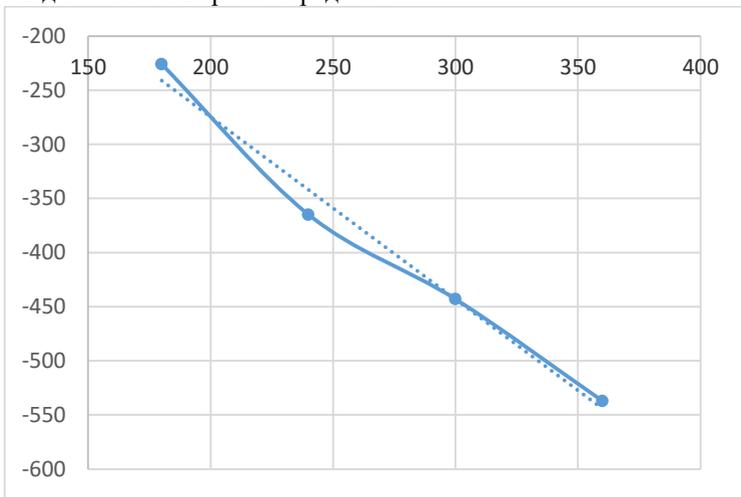


Рис. 2 Зависимость окислительно-восстановительного потенциала от времени нахождения торфа

Таким образом, последовательное изменение времени нахождения смеси в реакторе аппарата с фиксацией значений окислительно-восстановительного потенциала показало, что зависимость носит практически линейный характер. При нахождении смеси в реакторе в течение 180 с. значение окислительно-восстановительного потенциала составило -226 мВ. При последовательном увеличении экспозиции потенциал последовательно изменялся до значений -537 мВ.

При этом отметим, что необходимо учитывать и входные параметры. Так как обработка торфяных грунтов проходит в мокром виде, то необходимо правильное соотношение грунта и воды.

Масса торфа к массе воды регулируется с помощью настраиваемых дозаторов, каждый из которых подает свой компонент. При этом учитывается исходная влажность грунта, которая также влияет на этот параметр. Если обработка ведется в колбе, а не в потоке, то можно воспользоваться следующими рекомендациями.

Соотношение $m_{\text{Т сух}}/m_{\text{В}}=0,6\div 0,9$ выбирается в зависимости от требуемой вязкости конечного продукта. Рекомендуемая масса смеси ($m_{\text{см}}$), загружаемого в колбу составляет 1 кг. Для точного определения массы воды и сырья, которое необходимо загрузить, можно воспользоваться следующей формулой:

$$m_{\text{В}} = \frac{m_{\text{см}}}{1 + \frac{m_{\text{Т сух}}}{m_{\text{В}}} \cdot w \cdot \left(\frac{1}{w} + 1\right)};$$

где $m_{\text{см}}$ – суммарная масса смеси, кг; $m_{\text{Т сух}}$ – масса сухой части обрабатываемого сырья, кг; $m_{\text{В}}$ – масса воды, кг; w – влажность сырья, доли.

В случае необходимости измеряется температура смеси. Проведенный эксперимент показал, что для подготовки пелоидов температура существенного влияния не оказала, но в ряде случаев может возникнуть необходимость по ее контролю и подогреву или охлаждению обрабатываемой среды.

Кислотность и окислительно-восстановительный потенциал при подготовке пелоида, как правило, проверяется перед обработкой в аппарате вихревого слоя. Если необходимо получить конечный продукт с отрицательным значением окислительно-восстановительного потенциала, то этот параметр проверяется обязательно, так как максимальная разница между начальным и конечным потенциалом более 600 мВ труднодостижима.

Масса обрабатываемой смеси регулируется или подачей в аппарат или, если обработка ведется в колбе, взвешиванием смеси, помещаемой внутрь колбы.

Время нахождения продукта в реакторе аппарата определяется скоростью подачи материала, то есть настройкой питателя или временем нахождения колбы с пелоидом внутри реактора.

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод, что приготовление пелоидов из торфяных грунтов с требуемым значением окис-

лительно-восстановительного потенциала является управляемым технологическим процессом. При этом достигается с помощью системы управления параметрами аппарата вихревого слоя.

Список литературы

1. Войтович В.А. и др. Эффективность применения аппаратов вихревого слоя в процессах измельчения порошковых материалов // Новые огнеупоры. - 2017. - №10. – С. 48-53.
2. Головейко А.Г. Электромагнитное поле и его взаимодействие с веществом. Минск: Белорус. нац. техн. ун-т, 2006. - 82 с.
3. Мотевич С.А. Управление аппаратом вихревого слоя при обработке торфяных грунтов // Подъёмно-транспортные, строительные, дорожные, путе-вые, мелиоративные машины и робототехнические комплексы [Электрон-ный ресурс]: сборник докладов 27-й Московской международной межву-зовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспи-рантов и молодых ученых, посвященной 95-летию подготовки инженеров-механиков МИСИ – МГСУ – Москва : Издательство МИСИ – МГСУ, 2023. С. 178-181.
4. Логвиненко Д.Д., Шеляков О.П. Интенсификация технологических процес-сов в аппаратах вихревого слоя. - Киев: Изд. «Техника», 1976. – 144 с.
5. Селиверстов Г.В., Вобликова Ю.О., Мотевич С.А. Технология управления ап-паратом вихревого слоя при обработке торфяных грунтов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2022. – Вып. 7. – С. 378-381.

УДК 621.926

КОЛЛОИДНАЯ МЕЛЬНИЦА СО ЩЁТОЧНЫМ РОТОРОМ

Сиваченко Л.А.¹, Наливко О.И.²

¹Межгосударственное образовательное учреждение высшего образо-вания «Белорусско-Российский университет» Республика Беларусь,

²Учреждение образования «Барановичский государственный универси-тет» Республика Беларусь.

В статье проведен анализ существующих методов коллоидного помола материалов. В результате проведенного анализа разработана новая конструкция коллоидной мельницы, которая использует щёточный ротор в качестве рабочего органа, что позволяет обеспечить эффективную переработку материала и происходит с высокой скоростью и интенсивностью путём истирания. Предложенный метод может найти применение в различных промышленных процессах, где необходим помол и диспергирование материалов в жидкой среде.

Ключевые слова: коллоидная мельница, рабочий орган, технологическое оборудование, помол, щёточный ротор, диспергирование.

COLLOIDAL MILL WITH BRUSH ROTOR

Naliuko O.I.¹, Sivachenko L.A.²

¹Baranovich State University Republic of Belarus.

²Interstate educational institution of higher education "Belarusian-Russian University", Republic of Belarus.

The article analyzes the existing methods of colloidal grinding of materials. As a result of the analysis, a new design of a colloidal mill has been developed, which uses a brush rotor as a working organ, which allows for efficient processing of the material and occurs at high speed and intensity by abrasion. The proposed method can be used in various industrial processes where grinding and dispersion of materials in a liquid medium is required.

Key words: colloidal mill, working body, processing equipment, grinding, brush rotor, dispersion.

Для достижения коллоидных размеров частиц при помоле материалов требуется использование высокоэнергетического технологического оборудования, которое способно осуществлять контролируемое воздействие на отдельные частицы обрабатываемого материала с высокоскоростными импульсами и созданием максимальных напряжений. Такие исходные предпосылки требуют тщательного анализа и выбора оборудования для дезинтеграции, которое способно обеспечивать микроскопическую деформацию и разрушение не только отдельных частиц, но, прежде всего, их агрегатов. Это является важным для целенаправленного изменения всей структуры обрабатываемого материала.

Одним из реальных направлений практической реализации механизма коллоидного помола материалов может быть применение в качестве основного оборудования пружинных аппаратов, рабочие органы которых представляют собой дугообразно изогнутые и вращающиеся подобно гибкому валу пружины [1].

Пружинные мельницы обладают высокой плотностью энергии в зонах между пружинными рабочими элементами. Однако ограниченное количество таких зон воздействия на частицы материала приводит к нестабильному зерновому составу продукта. Это обуславливает необходимость работы таких мельниц в режиме проточной циркуляции. Кроме того, ограниченная производительность пружинных мельниц и их чувствительность к реологическим характеристикам обрабатываемой среды ограничивают их применение в качестве устройств для ультрадисперсной обработки жидкотекучих материалов.

Широкое практическое использование в промышленных условиях для тонкого и сверхтонкого помола, осуществляемого мокрым способом, имеют бисерные мельницы [2]. Процесс помола в этих аппаратах осуществляется с помощью мелких шариков (бисера), которыми заполняется цилиндрическая рабочая камера с вращающимся внутри неё валом, который посредством закрепленных на нём лопастей или дисков приводит в интенсивное движение мелющую загрузку с обрабатываемым материалом. Результатом этого является множественность соударений между собой мелких тел с одновременным диспергированием падающих между ними частиц.

Бисерные мельницы представляют собой достаточно эффективное технологическое оборудование, однако они обладают несколькими существенными недостатками. Во-первых, они характеризуются высоким энергопотреблением, которое связано как с большим трением между мелющими телами и приводящими их в движение мешалками, так и с затратами мощности на прокачку материалов через рабочую камеру. Во-вторых, стоимость мелющих тел, особенно мелких, очень высока, и их потребление значительно. В-третьих, необходимость использования многократной циркуляции, то есть повторного пропуска обрабатываемой среды через рабочую камеру, существенно снижает производительность мельницы. В-четвертых, такой тип мельниц имеет ограничения по вязкости и прочности частиц обрабатываемых продуктов.

Особые условия, необходимые для эффективного проведения механического диспергирования исходных частиц до коллоидного уровня, требуют разработки специальных механизмов его дезинтеграторной переработки. В научном сконцентрированном виде их можно обеспечить следующими условиями: нагружением индивидуальных частиц, рациональным высокоскоростным приложением внешних нагрузок и, главное, оптимизаций (минимизацией) размеров рабочих элементов при максимальном увеличении одновременно реализуемого числа циклов силового воздействия [3]. Технической гипотезой практической реализации этого направления может служить выполнение активных поверхностей рабочего оборудования микрорельефной, например, в виде набора стержневых элементов, щёток или иглофрез. Это положение является исходным и требует технической и технологической оценки.

Известен измельчитель дисковый, содержащий неподвижный диск, соединенный с загрузочным патрубком, подвижный диск, установленный в опоре корпуса с возможностью осевого перемещения для регулирования зазора между ними, связанный с приводом, и сливной патрубок, причём рабочая поверхность подвижного диска выполнена из набора стержневых элементов, один конец которых жестко закреплен

на диске, а второй свободный конец обращён своим торцом к рабочей поверхности противоположного неподвижного диска [4].

Конструкция, подобная описанной, по сути, представляет собой жерновую мельницу, с той разницей, что один из дисков выполнен из набора стержневых элементов на его рабочей поверхности. Это означает, что процесс измельчения осуществляется путем истирания в ограниченном пространстве и не полностью соответствует оптимальным условиям для достижения продукта с коллоидной дисперсностью. Во-первых, кратковременное воздействие на исходные компоненты не способствует достижению необходимой глубины их обработки. Во-вторых, из-за плоской конструкции рабочей зоны трудно обеспечить стабильный гидродинамический режим работы. В-третьих, создание конструкции щёток чашечного типа сопряжено с значительными техническими сложностями. Все вышеуказанные факторы не позволяют считать дисковую мельницу эффективным устройством для получения продукта с коллоидной дисперсностью входящих в нее частиц.

Из ряда конструкций аппаратов, использующих стержневые элементы в составе их рабочих органов, могут быть выделены также и некоторые другие технологические машины. К одному из них может быть отнесён валковый измельчитель, содержащий раму, привод, вращающиеся навстречу друг другу валки и устройства для загрузки и выгрузки, причём валки могут быть выполнены в виде цилиндрических щёток различного диаметра, а концы образующих эти щётки стержневых элементов входят друг в друга на некоторую величину [5].

Процесс работы в валковом измельчителе представляет собой смещение и истирание, а также разрушение и деформацию отдельных частиц под действием торцевых поверхностей, которые вращаются навстречу друг другу благодаря стержневым элементам на цилиндрических щётках. В этом случае исходный материал подвергается однократному воздействию, что не позволяет полностью осуществить дезинтеграцию всего объёма вещества. Это обусловлено тем, что, во-первых, микроскопические деформации частиц или их агрегатов, определяемые геометрическими размерами стержневых элементов металлических щёток в их рабочих зонах, недостаточны с точки зрения масштабов. Во-вторых, это также не позволяет провести необходимую гомогенизацию, то есть микроперемешивание всех сырьевых компонентов, что также ограничивает реализацию потенциальных возможностей стержневого метода механической обработки с целью получения частиц минимально возможного размера.

Предложенная конструкция коллоидной мельницы основана на том, что в воздействии на отдельные частицы с использованием рабочих

поверхностей, которые направлены друг на друга. Одна из этих поверхностей выполнена в форме щёточного ротора, состоящего из набора стержневых элементов, чьи торцы направлены к другой поверхности а, вторая рабочая поверхность выполнена в виде цилиндрической трубы. Процесс дезинтеграции исходного материала, находящегося в жидком состоянии, осуществляется путем его истирания в кольцевом пространстве между торцами стержневых элементов и окружающей их цилиндрической трубой. Это достигается путем вращения этих элементов ротора со скоростью от 15 до 85 м/сек и с минимальным зазором между торцами стержней и внутренней поверхностью трубчатой рабочей камеры. Конструкция щеточного ротора характеризуется тем, что его длина составляет от 1,5 до 10,0 раз больше его диаметра, а подача исходного материала осуществляется под избыточным давлением в направлении, параллельном центральной оси рабочей камеры.

Практическая реализация предложенного метода коллоидного помола базируется на следующих основополагающих принципах:

- использование наиболее эффективного механизма единичного акта нагружения, включая процесс истирания;
- создание максимальной энергонапряженности в рабочем процессе;
- равномерное распределение единичных зон активного воздействия на исходные материалы внутри рабочей камеры.

Техническая реализация предложенной коллоидной мельницы представлена на рисунке 1.

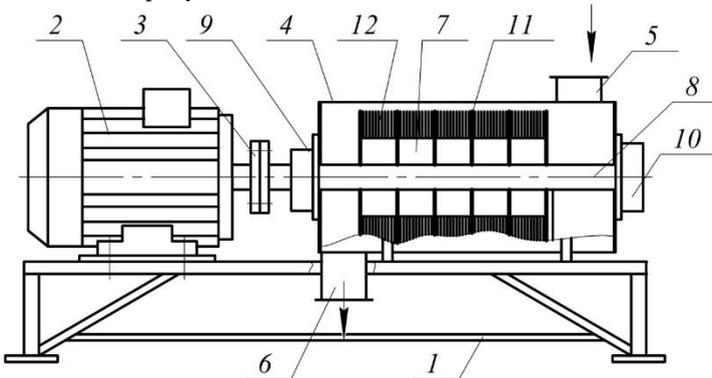


Рис. 1. Коллоидная мельница со щёточным ротором

Устройство для коллоидного помола работает следующим образом: сначала включается приводной электродвигатель 2, который при-

водит во вращение вал 8 ротора 7 со щетками 11. Под избыточным давлением через загрузочное устройство 5 в рабочую камеру 4 поступают исходные материалы для обработки. Материал нагнетается в узкий кольцевой зазор между внутренней поверхностью цилиндрической рабочей камеры 4 и торцами стержневых элементов 12 щеток 11.

Процесс дезинтеграции и измельчения дисперсного материала осуществляется интенсивным истиранием стержневых элементов 12. Частицы или объемы обрабатываемого продукта двигаются с высокой скоростью по круговинтовым траекториям в кольцевой рабочей зоне и подвергаются множественным нагрузкам, включая механические силы, кавитационные воздействия и турбулентные колебания дисперсной среды.

После завершения процесса обработки материал, достигший необходимой степени переработки, самостоятельно удаляется из устройства через выгрузочное устройство 6.

Разработанная конструкция проста в изготовлении, так как её основная часть собирается из цилиндрических щёток, которые выпускаются промышленностью, имеют хорошее качество и большое разнообразие по исполнению. На этом может быть построен широкий типоразмерный ряд мельниц щёточного типа. Обслуживание и ремонт такого оборудования сам по себе прост, а рабочие органы имеют незначительную стоимость и доступны на рынке.

Следует также отметить, что жёсткое закрепление стержневых элементов на щётках дают им возможность вкладывать большее количество энергии в обрабатываемую среду, причём с заданными механизмами силового воздействия, в данном случае, с преобладанием истирания в каждом единичном акте разрушения. Это даёт новые возможности по расширению ассортимента перерабатываемых видов материалов, их реологических и других свойств. К этому можно добавить такое специфическое положительное свойство щёточных рабочих органов, как их хорошая самоочищаемость.

По сравнению с другими устройствами аналогичного назначения предлагаемая коллоидная мельница со щёточным рабочим органом из-за своей конструктивной простоты и технологической универсальности легко может быть встроена в действующие или проектируемые технологические линии, при этом она легко автоматизируется и переналаживаются на выпуск новой продукции.

Список литературы

1. Устройство для помолы: патент США № 4899941 /Л.А. Сиваченко [и др.] Оpubл. 18.02.90

2. Горловский Н.А., Козулин Н.А. «Оборудование заводов лакокрасочной промышленности», 1980, Химия, Ленинград. – С. 158-161.
3. Сиваченко Л.А. Основные положения совершенствования дезинтеграторных технологий: / Научно-методический ж-л Вестник Белорусско-Российского университета, Могилёв, № 4,2011, – С.95-106, См. стр. 96 и рис. 8 стр. 103.
4. Измельчитель дисковый: патент Российской Федерации № 2565265 / Л.А. Сиваченко, В.С. Севостьянов, С.А. Михайличенко и др. – Оpubл. 20.10.2015, Бюл. №29.
5. Валковый измельчитель: патент Республики Казахстан № 31222 /Л.А. Сиваченко, С.Ж.Багитова, К.Л.Сиваченко. – Оpubл. 15.06.2016, бюл. №6

УДК 621.926

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ УДАРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МОЛОТКОВЫХ ДРОБИЛОК

Сиваченко Л.А., Курочкин Н.В.

Белорусско-Российский университет, г. Могилев

В статье представлена актуальность модернизации рабочего оборудования молотковых дробилок с целью повышения эффективности рабочего процесса и расширения области применения. Предложены конструкции бильной системы дробилок ударного действия с применением вставок из высокопрочных материалов и витков пружинной стали.

Ключевые слова: молотковый измельчитель, бильная система, ударные элементы, высокопрочные материалы, эффективность переработки.

WAYS TO IMPROVE IMPACT ELEMENTS OF HAMMER CRUSHERS

Sivachenko L.A., Kurochkin N.V.

Belarusian-Russian University, Mogilev

The article presents the relevance of modernizing the working equipment of hammer crushers in order to increase the efficiency of the work process and expand the scope of application. Designs of a beating system for impact crushers using inserts made of high-strength materials and coils of spring steel have been proposed.

Key words: hammer grinder, beating system, impact elements, high-strength materials, processing efficiency.

Молотковые измельчители представляют собой эффективные устройства для измельчения материалов в производстве строительных материалов. Они отличаются от других методов измельчения, таких как раздавливание или излом, тем, что время воздействия на материал при ударе очень короткое - доли секунд. Это позволяет более эффективно использовать кинетическую энергию для разрушения минеральной структуры материала или формирования микродефектов и микротрещин [1].

Однако, существующие конструкции молотковых измельчителей имеют ограниченные возможности и не имеют большого потенциала для дальнейшего развития. Одним из главных недостатков является несовершенство рабочих процессов. Это связано с нестабильностью поведения материала в рабочей камере, которая проявляется в неравномерности приложения ударных импульсов различных бил к частицам разной крупности. Это приводит к получению продукта с полидисперсным составом и скачкообразному снижению интенсивности ударов при обработке материала.

Процессы взаимодействия рабочих органов с материалом в молотковых измельчителях являются сложными. Энергия, расходуемая при работе этих машин, используется для ударов рабочих элементов о материал, преодоления трения между рабочими органами и материалом, а также для вращения ротора.

Таким образом дальнейшее повышение эффективности молотковых дробилок с целью устранения их недостатков является актуальной задачей и требует модернизации конструкции как самих агрегатов, так и их рабочих органов [2].

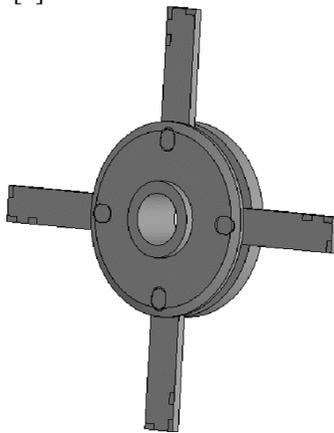


Рис. 1. Секция бил с высокопрочными наплавками

При измельчении материалов повышенной абразивности, таких как кварцевый песок, износ бил молотковых дробилок, выполненных из обычной стали происходит примерно за 2..3 суток при двухсменном режиме работы, а износ пальцев – порядка 10...12 суток [3].

Поэтому с целью модернизации рабочего оборудования, предлагается изготавливать рабочие элементы (била) с наплавками на рабочих поверхностях из высокопрочных материалов (рис. 1).

Предлагаемая конструкция позволит увеличить срок службы агрегата на 40...60% при незначительном увеличении единовременных затрат на изготовление.

С целью повышения эффективности переработки влажных налипающих материалов предлагается в качестве рабочих элементов молотковой дробилки установить секции с кольцевыми элементами (рис. 2). Кольцевые элементы представлены в виде витка пружины. В процессе измельчения ударные элементы проворачиваются относительно отверстия серыги, что препятствует налипанию материала.

При износе ударных элементов до 10 мм кольца проворачивают относительно оси крепления на 120° , что позволяет увеличить срок эксплуатации била в два раза.

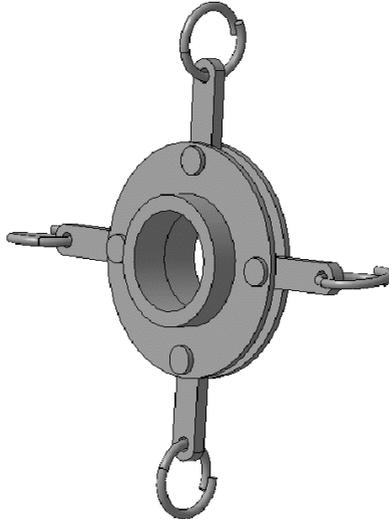


Рис. 2. Секция бил с кольцевыми элементами

Представленные конструкции ударных элементов молотковых дробилок позволяют не только повысить эффективность измельчения, но и расширить область применения агрегатов ударного действия.

Изготовление ударных элементов из высокопрочных и износостойких материалов является ключевым аспектом, поскольку эти элементы подвергаются интенсивным ударам и износу в процессе работы. Разработка и использование современных высокопрочных материалов, таких как тугоплавкие сплавы или карбиды, могут улучшить долговечность и эффективность молотковых измельчителей.

Так же немаловажным аспектом при проектировании конструкций молотковых измельчителей является создание удобных для обслуживания бильной системы рабочих камер с обеспечением доступа к ударным элементам, футеровке, и другим частям молоткового измельчителя для обслуживания, регулировки и замены.

Список литературы

1. Технологические аппараты адаптивного действия / Л.А. Сиваченко [и др.]. – Минск: Издательский центр БГУ, 2008. – 324 с.
2. Сиваченко Л.А. Обоснование новых направлений повышения эффективности и расширения области использования молотковых измельчителей/ Л.А. Сиваченко, Н.В. Курочкин // Современные проблемы машиностроения. Сборник трудов XIV международной научно-технической конференции. Томск, 2021. с. 319-320.
3. Сиваченко Л.А. Молотковые дробилки с наклонным корпусом и основы организации их рабочего процесса / Л.А. Сиваченко, Н.В. Курочкин, // Вибрационные технологии, механика и управляемые машины: Сб. науч. ст.- Курск: ЮЗГУ, 2014.- том 1, с. 113-119.

УДК 64.001.54

МЕХАНИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ СТРОИТЕЛЬСТВЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

Сырых А. А., Пономаренко Л.Н, Пономарев Д.В.

*Белгородский государственный технологический университет
им. В. Г. Шухова, г. Белгород, Россия*

Современное транспортное строительство включает в себя возведение как автомобильных дорог, мостов, тоннелей, так и других транспортных сооружений, необходимых для качественной работы городов и мегаполисов в целом.

Темпы развития сетей автомобильных дорог с каждым годом увеличиваются, соответственно, требуется большое количество строительной техники, именно поэтому дорожное производство в настоящее

время высоко механизировано. Для современного строительства требуется мощная дорожно–строительная техника, иначе строительство будет невозможно [1].

Механизированными работами называются работы, в которых строительные процессы полностью или частично выполняются с помощью машин или механизмов. К таким работам можно отнести, например, первый этап строительства автомобильных дорог – возведение земляного полотна [2].

В распоряжении большинства дорожно-строительных организаций находится большое количество машин, предназначенных для:

- работ с грунтом (разработки, перемещения и уплотнения);
- возведения покрытий (цементно-бетонных и асфальтобетонных дорожных);
- повседневного содержания автодорог [3].

По назначению все транспортные работы на дорожном строительстве делят на 3 группы в зависимости от применяемых транспортных средств и дальности возки грузов.

К I группе относят транспортные работы, которые являются составной частью технологического процесса. А также выполняются в пределах строительной площадки объекта. К ним относят:

- перемещение грунта при строительстве земляного полотна на короткие расстояния до 50-3000 м землеройно-транспортными машинами, таким как бульдозеры, скреперы и т.д.;
- перемещение строительных материалов, например, камень, кирпич, металл, из местных складов к местам строительства с помощью транспортёров, кранов, автопогрузчиков и т.д.

Ко II группе относят транспортные работы, которые являются составной частью технологического процесса производственных предприятий (к примеру, асфальтобетонный завод). Примерами такими работами можно назвать:

- перемещение щебня, песка, гравия, битума, цемента, минерального порошка к смесительным и дозировочным установкам;
- перевозка камня в пределах карьера от мест разработки к дробильно-сортировочным установкам специальными автомобилями, тракторными тележками, транспортёрами.

К III группе относят транспортные работы, выполняющие роль связующего звена. Они соединяют заготовительные и строительно-монтажные работы. К ним относят:

— доставку дорожно-строительных материалов и готовых изделий промышленных карьеров и других предприятий строительной индустрии, в основном, по железной дороге или водным путям на центральные базы строительства (или перевалочные базы);

— перевозку указанных выше материалов, изделий и полуфабрикатов со складов непосредственно к местам использования.

В работах III группы наибольший объём занимает вывозка различных каменных материалов, цемента- и асфальтобетонных смесей и других материалов для устройства дорожных одежд. Дальность их перевозок достигает десятки километров [4].

Рассмотрим дорожно-строительную спецтехнику, которая используется при строительстве автомобильных дорог. Она делится на категории, в зависимости от назначения машин:

— дорожная техника для укладки и обслуживания асфальтобетонного покрытия. К ней относится крупногабаритная техника: асфальтоукладчики, дорожные катки, дорожные фрезы. И дополнительное ручное оборудование: гудронаторы, заливщики швов, компрессоры, отбойные молотки, виброплиты.

— техника для работ с грунтом: бульдозеры – срезание и передвижения грунта и сыпучих материалов. Экскаваторы – выполняют рытье и перемещение грунтов, сыпучих материалов на короткие расстояния в диапазоне до 15 м. Грейдеры – планировка грунта. Скреперы – послойная резка грунта и его транспортировка на дистанцию до 5 км.

— техника для подготовки территории – дорожная техника данной категории предназначена для расчистки местности перед началом проведения работ. Например, кусторезы, корчевальные машины.

— спецтехника для благоустройства и обслуживания дорог – машины для забивки стоек барьерного ограждения; для нанесения дорожной разметки.

— техника для транспортировки материалов. В основном используются самосвалы – это дорожная техника универсального типа, предназначенная для перевозки и выгрузки различных материалов. Отличительной и наиболее важной особенностью подобных грузовых машин является саморазгружаемость кузова.

— машины для изготовления и перевозки бетонных смесей. К та-ким относят: бетономешалка, автобетоносмеситель.



Рис. 1 Технологический процесс укладки асфальтобетонного покрытия

При этом дорожная техника может иметь специализированное или универсальное назначение. Например, асфальтоукладчики или заливщики швов имеют узконаправленный функционал, тогда как самосвалы или экскаваторы используются для решения множества задач в различных отраслях [5].

Использование механизированных машин и компактного оборудования существенно повышает эффективность дорожно-строительных работ: сроки строительства сокращаются, эксплуатационные характеристики и срок службы покрытия увеличиваются.

Таким образом, строительство автомобильной дороги представляет собой сложный процесс, в котором участвует большое количество техники. Правильно подобранная техника или же организация всех требуемых машин, позволит наиболее эффективно распределять ресурсы и делать качественные, безопасные дороги.

Список литературы

1. Механизация дорожного строительства // Studfiles. Файловый архив студентов : [сайт]. – 2015. – URL: <https://studfile.net/preview/2900843/page:133/> (дата обращения: 12.09.2023)
2. Филатов В. В. Организация механизации строительства / В. В. Филатов // Международный центр образования и педагогики. – 2022. – URL: <https://mcoip.ru/blog/2022/04/15/organizacziya-mehanizaczii-stroitelstva/> (дата обращения: 12.09.2023)

3. Маркарян Т. А. КОМПЛЕКСНАЯ МЕХАНИЗАЦИЯ СТРОИТЕЛЬСТВА ОСНОВАНИЙ ДОРОГ / Т. А. Маркарян // Вестник магистратуры. – 2017. – №2-2 (65). – С. 37–39.
4. Цупиков С. Г. Машины для строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог: учебное пособие / С. Г. Цупиков, Н. С. Казачок. – М.: Инфра–Инженерия, 2018. – 184 с.
5. Шарапов Р. Р. Теория наземных транспортно-технологических машин : учебное пособие / Шарапов Р. Р., Уваров В. А., Орехова Т.Н. // — Белгород : Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, ЭБС АСВ, 2014. — 160 с.

УДК 621.822

ИГОЛЬЧАТЫЕ ПОДШИПНИКИ И ИХ ПОТЕНЦИАЛ В ПОДЪЁМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИНАХ

Фокин Н.П.¹, Зуева Е.П.¹

1. ФГБОУ ВО Брянский государственный технический университет, г. Брянск

В настоящее время популярность игольчатых роликовых подшипников растёт. Они были разработаны в 20-е годы прошлого века, но не получили большого распространения из-за очень высокой стоимости. В работе рассматриваются инновационные решения в их производстве и применении.

Ключевые слова: подшипник, ролик, нагрузки, прочность.

NEEDLE ROLLER BEARING AND THEIR POTENTIAL IN LIFTING AND TRANSPORT MACHINES

Fokin N.P.¹, Zueva E.P.¹

1. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education Bryansk State Technical University, Bryansk

Currently, the popularity of needle roller bearings is growing. They were invented in the 20s of the last century, but did not receive much distribution due to the very high cost. The paper considers innovative solutions in their production and application.

Keywords: bearing, roller, material, strength, automation.

Различные подшипники были известны с 18 века. Они незаменимы во многих задачах. С появлением и развитием машиностроения они начали совершенствоваться. В 20-е годы прошлого века немецкий инженер Георг Шеффлер изобрёл игольчатые роликовые подшипники.

Они выдерживали огромные радиальные нагрузки при минимальных размерах. Это позволило им занять своё особое место в машиностроении.

В работе рассматриваются разные виды игольчатых подшипников, а также их возможный потенциал применения в области подъёмно-транспортных машин. Отметим, что игольчатый роликовый подшипник является разновидностью роликовых подшипников. Этот вид подшипников сильно отличается от традиционных принципом действия и конструкцией. Главная отличительная особенность подшипников заключается в том, что длина тел качения в четыре и больше раз превышает собственный диаметр.

Конструкция игольчатых подшипников состоит из одного или двух колец и набора роликов, которые укладываются в корпус с сепаратором или без него [1, с. 98]. Данная конструкция позволяет подшипнику выдерживать невероятные радиальные нагрузки, но при этом он не предназначен для осевых. Игольчатый подшипник внутреннего диаметра 30 мм, а наружного – 35 мм, при ширине 13 мм способен выдержать 25500 Н статической нагрузки и 15000 Н динамической нагрузки. Для сравнения, обычный шариковый подшипник такого же внутреннего диаметра 30 мм, и ширины 13 мм, имеет 55 мм наружного диаметра и выдерживает 13300 Н статической нагрузки и 6800 Н динамической нагрузки.

Игольчатые подшипники могут иметь разные конструктивные особенности [2, с. 77]. В данной работе представлены основные из них. Самой распространённой конструкцией на сегодняшний день является подшипник игольчатый радиальный с сепаратором и игольчатыми роликами, показан на рисунке 1 [2, с. 77]. Крышка в данной конструкции не предусмотрена, что даёт подшипнику минимальные габариты и позволяет использовать его в самых труднодоступных местах агрегата, но требует тщательного контроля масла.



Рис. 1. Подшипник игольчатый с сепаратором

При другом исполнении подшипники могут иметь корпус и крышку. На рисунке 2 представлен игольчатый радиальный подшипник со штампованным наружным кольцом без сепаратора. На рисунке 3 - подшипник игольчатый радиальный без внутреннего кольца с отверстием для ввода смазки. Подшипники такой конструкции выдерживают большие нагрузки, по сравнению с сепараторным подшипником, но и требуют меньше обороты.

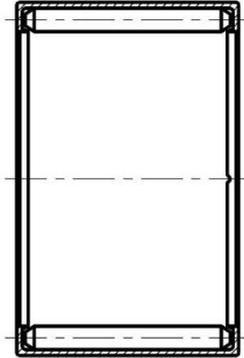


Рис. 2. Подшипник со штампованным наружным кольцом

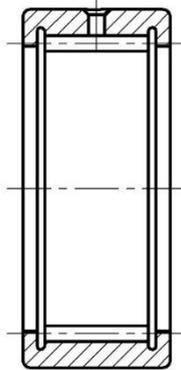


Рис. 3. Подшипник без внутреннего кольца

Игольчатые подшипники могут иметь очень сложные конструкции. На рисунке 4 представлен подшипник игольчатый радиальный комбинированный с упорным роликовым подшипником. Такая конструкция позволяет игольчатому подшипнику выдерживать односторонние осевые нагрузки. На рисунке 5 представлен подшипник игольчатый радиальный комбинированный с упорными роликовыми подшипниками и

фланцем [2, с. 78]. Такие подшипники используются в станках на опорах шариково-винтовых систем.

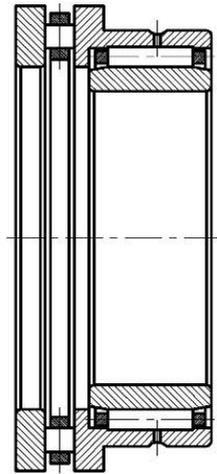


Рис.4. Подшипник комбинированный

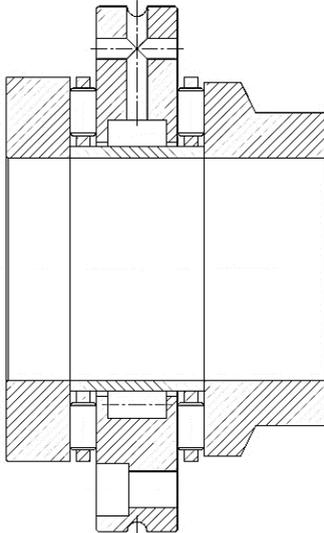


Рис. 5. Подшипник комбинированный с фланцем

Игольчатые подшипники такого типа очень требовательны. Для их установки необходим и тщательный выбор смазки, и высокий класс точности, и особый способ центровки. Так же важна стабильность размеров. Вопреки всем требованиям, популярность игольчатых подшипников растёт [3, с. 104]. Появляются новые технологии производства, новые станки и оборудование. Новые материалы дают повышенную термостойкость и повышенную износостойкость. Всё это позволяет чаще применять данный вид подшипников. В строительной-дорожной технике их можно встретить в насосах, компрессорах и коробках передач. Ведущий вал заднеприводных тяжёлых автомобилей обычно имеет минимум восемь подшипников данного типа (по четыре на каждый U – шарнир), а в подобной технике, работающей на крутых склонах, можно встретить до 16 игольчатых подшипников. Постепенно, благодаря новым технологиям и удешевлению производства данные подшипники внедряют в конвейеры. Использование подобных опор в конвейерах позволяет значительно уменьшить вес с сохранением прочностных характеристик и, даже, повысить долговечность.

Список литературы

1. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор / Перель Л.Я — Москва: Машиностроение, 1983 — 98с.
2. Бейзельман Р. Д. Справочник. Подшипники качения. / Р. Д. Бейзельман - Москва: Машиностроение, 1975 - 77 с.
3. Фомин М.В. Расчеты опор с подшипниками качения / Фомин М.В. – Москва: МГТУ им. Баумана, 2005 — 104с.

УДК 621.822

ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ

Фокин Н.П.1, Зуева Е.П.1

1. ФГБОУ ВО Брянский государственный технический университет, г. Брянск

Подшипники являются неотъемлемой частью конструкции любой крюковой подвески. Процесс проектирования блоков и их крепления на оси трудоёмок, особенно при подборе подшипников. В одних случаях можно выбрать шариковые подшипники с сальниками, но требуется установка двух подшипников для одного блока, а в других – можно установить один роликовый подшипник, но будут потребоваться дополнительные крышки. В работе рассматриваются два основных варианта исполнения блоков на оси крюковой подвески.

Ключевые слова: блоки, подшипники, грузоподъёмность, смазка, крюковая подвеска.

FEATURES OF THE CHOICE OF BEARINGS FOR HOOK SUSPENSION

Fokin N.P.¹, Zueva E.P.¹

1. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education Bryansk State Technical University, Bryansk

Bearings are an integral part of any hook suspension. When designing blocks and their mounting on the axis, it takes a long time to calculate and choose bearings from catalogs. In some cases, you can choose ball bearings with oil seals, but you need to install two bearings for one block, and in others, you can install one roller bearing, but additional covers will be required. The paper will consider two main versions of the blocks on the axis.

Keywords: blocks, bearings, load capacity, lubrication, hook suspension.

Конструктивной особенностью любой крюковой подвески являются обязательная установка подшипников, как радиальных, так упорных. При конструировании последних, проблем не возникает, а вот варианты установки радиальных подшипников для блоков разнообразны. Рассмотрим в данной работе крюковую подвеску для мостового крана грузоподъёмностью 30 т и ГПП А6 [1, с. 195].

В ходе расчёта была выбрана система двойного полиспафта кратностью 4. Для чего потребуется 4 блока в крюковой подвеске. Выбран канат диаметром 23,5 мм, а также блок СТ-750. Согласно расчётам, срок службы механизма 5833 ч.

Произведем анализ возможных конструкций для дальнейшего выбора наиболее подходящей для заданных условий эксплуатации. Самыми часто используемыми подшипниками являются шариковые подшипники с сальниками для сохранения масла внутри. Зачастую эти подшипники устанавливаются парами для предотвращения перекоса подшипника. На рисунке 1 представлена самая распространённая компоновка крюковой подвески. На изображении можно увидеть два шариковых подшипника с дистанционным кольцом между ними. Крышки не предусмотрены так как такие подшипники выпускаются с сальниками [2, с. 864].

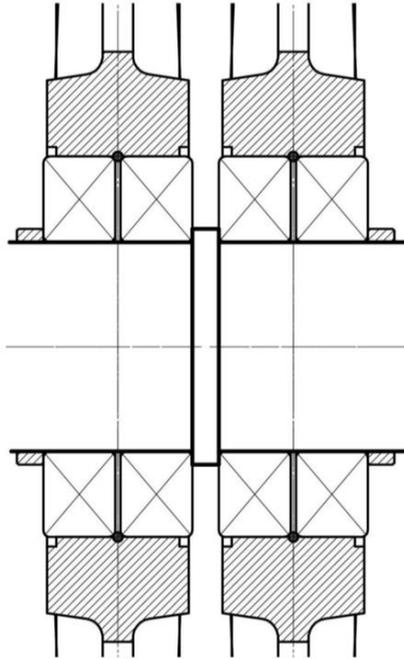


Рис.1. Компоновка с шариковыми подшипниками

Ширина блока СТ-750 составляет 85 мм, а диаметр посадки под подшипник 240 мм. Согласно справочным данным, нам подойдёт только один шариковый подшипник 322 ГОСТ 8338-75, но его ширина составляет 50 мм, а два подшипника значительно превысят ширину блока подвески. Данная компоновка нам не подходит [3, с. 15].

Выберем компоновку с установкой одного роликового подшипника для каждого блока. Нам подойдёт подшипник 2622 ГОСТ 8328-75. На рисунке 2 представлен вариант компоновки блоков крюковой подвески [4, с. 72]. Так же нам потребуется разработать специальные крышки для подшипников, чтобы масло не разбрызгивалось из них во время работы, поскольку с завода такие крышки не предусмотрены. Динамическая нагрузка данного подшипника составляет 610 кН [5, с. 64].

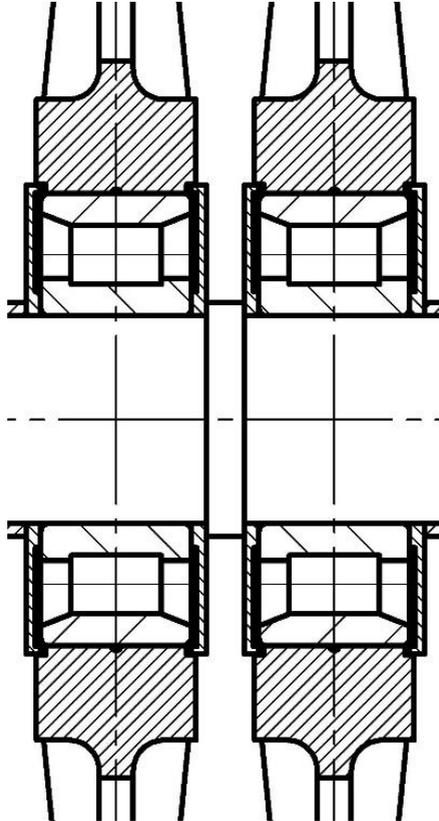


Рис. 2. Компоновка с роликовыми подшипниками

Необходимо произвести расчёт подшипников на долговечность. Через блок на подшипник действуют усилия в набегающей и сбегающей ветвях каната. Максимальная радиальная нагрузка на подшипник равна удвоенному значению максимального натяжения каната (разницей в натяжениях ветвей каната при огибании блока пренебрежем в пользу создания небольшого дополнительного запаса по динамической грузоподъемности подшипника) [6, с. 18]. В блоке устанавливается один подшипник. Таким образом, радиальная нагрузка на подшипник с учетом возможной неравномерности нагружения при работе (+25%) имеет следующий вид

$$F_r = 2 \cdot S_{max} \cdot 1,25 = 2 \cdot 38,48 \cdot 1,25 = 96,2 \text{ кН.}$$

По рекомендациям [7, с. 119, табл. 64] при отсутствии осевой нагрузки ($F_a = 0$) для шариковых однорядных подшипников принимаем значения коэффициентов $X = 1$, $Y = 0$.

Эквивалентную радиальную динамическую нагрузку для шарикового радиального подшипника определим по зависимости [7, с. 126]

$$P_r = (VXF_r + TF_a)K_B K_T = (1,2 \cdot 1 \cdot 96,2 + 0 \cdot 0) \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 138,528 \text{ кН}$$

где V – коэффициент вращения кольца подшипника ($V = 1,2$ при вращении наружного кольца относительно направления радиальной нагрузки [7, с. 126]); K_B – коэффициент безопасности ($K_B = 1,2$ для механизмов подъема кранов [7, с. 127, табл. 69]); K_T – температурный коэффициент ($K_T = 1,0$ при рабочей температуре подшипника $< 100^\circ\text{C}$) [7, с. 127]).

При расчете по условию постоянного нагружения подшипника расчетный ресурс его работы составит

$$L_{sah} = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P_r}\right)^k \frac{10^6}{60n} = 0,33 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{610}{138,528}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 38,86} = 9064 \text{ ч,}$$

где k – показатель степени ($k = 3$ для шариковых подшипников [7, с. 128]); a_{23} – коэффициент, характеризующий совместное влияние на ресурс особых свойств подшипника и условий его эксплуатации ($a_{23} = 0,75$ для шариковых подшипников при обычных условиях эксплуатации [7, с. 129]); a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от необходимой надежности ($a_1 = 0,33$ при обеспечиваемой надежности 98% [7, с. 122]).

Таким образом, можно сделать вывод, что выбранный подшипник с вероятностью 98% отработает ресурс 9064 ч, превышающий рассчитанное ранее время включения механизма подъема $T = 5833$ ч.

Роликовые подшипники долговечнее шариковых. Они выдерживают большие нагрузки и менее требовательны к контролю перекоса. Но они дороже и требуют большей конструкторской работы, такой как установка крышек для сохранения масла. В более простых крюковых подвесках лучше использовать шариковые подшипники для упрощения конструирования и обслуживания, а в сложных крюковых подвесках для тяжёлых кранов – роликовые.

Список литературы

1. Гончаров К.А. Основы расчета и конструирования грузоподъемных машин: учебное пособие [Текст] + [Электронный ресурс] / К.А. Гончаров, Е.Н. Толкачев – Курск: Изд-во ЗАО «Университетская книга», 2019. – 195 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 3. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой [Электронный ресурс]. – М: Машиностроение, 2001. – 864 с.

3. ГОСТ 33166.1 – 2014. Краны грузоподъемные. Требования к механизмам. Часть 1. Общие положения. Введ. 2016 – 01 – 01. – М.: СТАНДАР-ТИНФОРМ, 2015. – 15 с.
4. ОСТ 24.191.08 – 81. Подвески крюковые крановые. Конструкция и размеры. Введ. 1981 – 09 – 16. – Москва: Министерство тяжелого и транспортного машиностроения, 1981. – 72 с.
5. Гончаров К.А. Конструкция, теория и проектирование грузоподъемных машин и оборудования: лабораторный практикум [Текст] + [Электронный ресурс]: учебное пособие / К.А. Гончаров – Брянск: БГТУ, 2016. – 64 с.
6. Блейшмидт Л.И. Грузоподъемные машины. Расчет и выбор стальных проволочных канатов для грузоподъемных машин. Методические указания по выполнению курсового и дипломного проектов для студентов дневной формы обучения специальности 170900 – «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование». – Брянск: БГТУ, 2001. – 18 с.
7. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 2. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой [Электронный ресурс]. – М: Машиностроение, 2001. – 912 с.

УДК 621.833

ШЕВРОННЫЕ ШЕСТЕРНИ В СОВРЕМЕННОМ МАШИНОСТРОЕНИИ

Фокин Н.П.¹, Зуева Е.П.¹

1. ФГБОУ ВО Брянский государственный технический университет, г. Брянск

В статье рассматриваются зубчатые передачи, которые являются движущей силой машиностроения. Особое внимание уделено шевронным шестерням. Такой тип передачи вообрал в себя все плюсы обычной косозубой передачи и лишился всех её минусов. В работе приведены особенности косозубой передачи и её потенциал в машиностроении, а в частности в подъемно-транспортной технике.

Ключевые слова: зуб, передача, нагрузки, плавность, сложность, шевронные шестерни.

CHEVRON GEARS IN MODERN MECHANICAL ENGINEERING

Fokin N.P.¹, Zueva E.P.¹

1. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education Bryansk State Technical University, Bryansk

The article discusses gears, which are the driving force of mechanical engineering. Special attention is paid to chevron gears. This type of transmission absorbed all the advantages of the usual oblique transmission and lost all its disadvantages. The paper presents the features of the bevel gear

and its potential in mechanical engineering, and in particular in lifting and transport equipment.

Keywords: tooth, transmission, loads, smoothness, complexity, chevron gears.

В современном машиностроении не обойтись без зубчатых передач, которые имеют разные конструктивные исполнения. Самой первой и простой является прямозубая цилиндрическая передача. В процессе её эксплуатации была разработана и внедрена в производство косозубая цилиндрическая передача. А последней, современной, ступенью развития является цилиндрическая шевронная передача. Основные виды цилиндрических передач представлены на рисунке 1.

Согласно истории, шевронную передачу создал механик-самоучка из Польши. Имени его никто не знает, но известно, что патент и технологию нарезания шевронных зубьев выкупил у него француз Андре Ситроен. Тот самый, что основал автоконцерн "Ситроен". И именно его ошибочно считают изобретателем зацепления. И не удивительно, ведь в логотипе компании присутствуют V-образные зубья шевронной передачи [1, с. 203].

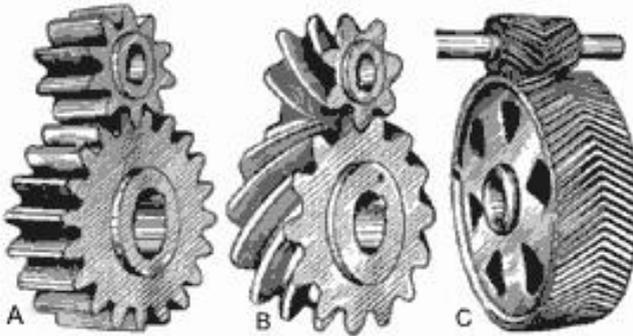


Рис.1. Виды цилиндрической передачи:

А - прямозубая передача, В – косозубая передача, С – шевронная передача

Появлению шевронной передачи не в последнюю очередь поспособствовало то, что косозубая передача имела один существенный недостаток - осевую силу, которая негативно воздействовала на подшипники, приводя к перегреву и уменьшая срок их службы.

Шевронная передача лишена недостатка, осевая сила компенсируется за счет V-образного направления зубьев [2, с. 187]. Силы в передаче изображены на рисунке 2.

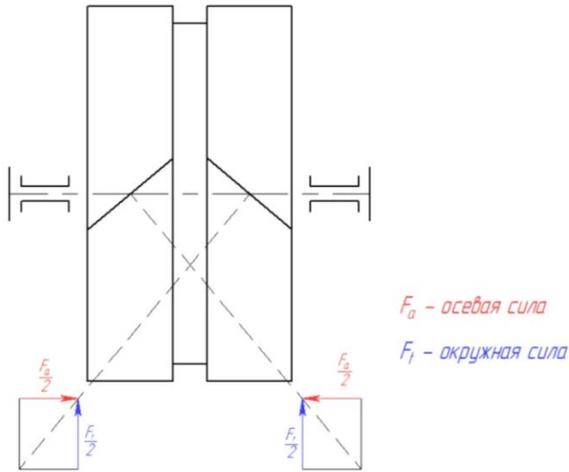


Рис. 2. Силы в шевронной передаче

Отсутствие осевой нагрузки позволяет увеличить угол наклона зубьев с максимальных 18 градусов у косозубой передачи, до 20-45 градусов. Благодаря этому, зуб еще больше удлинится при неизменных габаритах, что еще больше увеличивает его несущую способность. Еще одна особенность передачи - высокая плавность хода, благодаря большому углу наклона зубьев [3, с. 95].

При правильной эксплуатации (отсутствие перегрева, механических повреждений и постоянная смазка) шевронная передача может прослужить около 40 000 часов.

Если говорить о КПД, то здесь все в полном порядке - 97-98%.

К главному недостатку передачи относят прежде всего сложность в изготовлении. Для производства шевронной шестерни требуются специальные зубонарезные станки, предназначенные только для этого вида передачи [3, с. 96].

Сопряжение шевронной шестерни и колеса требуют высокой точности. Даже небольшой осевой сдвиг может привести к заклиниванию. Чтобы этого не происходило, вал колеса или шестерни делают "плавающим".

Дороговизна производства, сложности в конструкции и установке, все это является недостатками шевронной передачи. Ведь если она выйдет из строя, то изготовить новую - дело не быстрое, в отличии от прямозубой и косозубых передач. Потому, если шевронную передачу

можно заменить косозубой без ущерба механизму, то так и делают [4, с. 63].

Несмотря на высокую стоимость, без этой передачи не могут обойтись металлорежущие станки. Шевронная передача позволяет передавать очень большие моменты.

Так же данная передача широко применяется уже не один десяток лет на электровозах. Тяговый электродвигатель на обоих своих концах вала имеет косозубые шестерни с противоположным наклоном зубьев. На колёсной паре размещены вблизи ободов два косозубых колеса с противоположным наклоном зубьев. Одной частью своего остова тяговый электродвигатель опирается через подшипники на ось колёсной пары, а другой частью остова этот двигатель опирается на раму тележки. Подшипники на оси колёсной пары позволяют перемещаться электродвигателю вдоль оси колёсной пары. За счёт этого перемещения разнесённая "шевронная" передача самоустанавливается, таким образом, что нагрузка между двумя косозубыми передачами выравнивается. Не требуется никакой подгонки и точности для такой разнесённой "шевронной" передачи [1, с. 205].

В подъёмно-транспортных машинах встречается шевронная цилиндрическая передача. Она часто применяется в горнодобывающей промышленности для бурения и измельчения породы.

Как было сказано выше, данный тип передачи очень дорогой в производстве и обслуживании, а также сложный в расчётах. Во многих случаях инженеры стараются не использовать данный вид передачи, предпочитая косозубую цилиндрическую передачу. У шевронной передачи большой потенциал для тяжёлой техники. В будущем, с появлением новых металлорежущих станков с ЧПУ, данный вид шестерней станет более популярен, так как производство будет дешевле, а обслуживание быстрее.

Список литературы

1. Иванов М. Н. Детали машин [Текст] / М. Н. Иванов — 6. — Москва: Высшая школа, 2000 — 203 с.
2. Павлов Я. М. Детали машин / Я. М. Павлов, — Ленинград: Машиностроение, 1969 — 187 с.
3. Куклин Н. Г. Куклина Г. С. Детали машин / Куклин Н. Г. Куклина Г. С. — Москва: Высшая школа, 1987 — 95 с.
4. Финогенова В. А. Производство зубчатых колёс / В. А. Финогенова — Москва: Машиностроение, 1990 — 63 с.

УДК 625.144

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ГРАНУЛОМЕТРИЧЕСКОГО СОСТАВА ЩЕБЕНОЧНОГО БАЛЛАСТА НА ЕГО УПЛОТНЕНИЕ

Чалова М.Ю.¹, Красных С.Ю.¹

1. ФГАОУ ВО Российский университет транспорта (МИИТ), г. Москва

В настоящее время применяемые при ремонтах пути комплексы машин для стабилизации балластной призмы не обеспечивают требуемую степень уплотнения балласта по относительной осадке. Это связано с некачественной работой путевых выправочно-подбивочных машин. В работе представлены результаты теоретических исследований влияния гранулометрического состава на качество подбивки пути.

Ключевые слова: подбивка пути, щебеночный балласт, гранулометрический состав щебня, относительная осадка.

ASSESSMENT OF THE EFFECT OF THE GRANULOMETRIC COMPOSITION OF CRUSHED STONE BALLAST ON ITS COMPACTION

Chalova M. Yu.¹, Krasnykh S. Yu.¹

1. Russian University of Transport (MIIT), Moscow

Currently, the complexes of machines for stabilizing the ballast prism used in track repairs do not provide the required degree of ballast compaction in terms of relative draft. This is due to poor-quality work of track straightening and tamping machines. The paper presents the results of theoretical studies of the influence of granulometric composition on the quality of the lining of the path.

Keywords: lining of the path, crushed stone ballast, granulometric composition of crushed stone.

С течением времени, в результате поездных нагрузок, ремонтных работ и атмосферных осадков, воздействующих на железнодорожный путь, происходит загрязнение балластного слоя и его неравномерное оседание. Степень загрязнения характеризует качество пути и является одним из главных факторов для проведения работ по текущему содержанию и ремонту, прежде всего исправлению положения пути с помощью механической подбивки шпал и при необходимости – по очистке балластного слоя [1].

Под качеством пути понимается состояние его конструкции. Для объективной оценки берут среднее отклонение от положения пути в плане в пределах определенной длины участка.

Кривые изменения качества пути (рис. 1) показывают, что после определенной нагрузки достигается предел качества, при котором требуется принятие мер по подбивке пути. Достижение этого предела характеризуется тем, что путь больше не обеспечивает необходимой плавности хода подвижного состава.

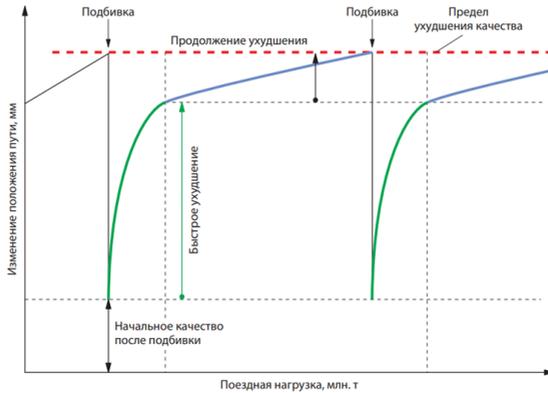


Рис. 1. Процесс изменения качества пути

Из рис. 1 видно, что после подбивки шпал явно улучшается качество положения пути. С повышением качества пути повышается и плавность хода поездов. С возобновлением эксплуатационных нагрузок отклонение в положении пути увеличивается, что отображается экспоненциальной кривой. Ухудшение происходит из-за откалывания материала на ребрах граней и перемещения частиц щебеночного балласта. Быстрое увеличение отклонения в положении пути в начальный период возобновившейся эксплуатации (от 0,5 млн. до 2 млн.т) приводит к значительному снижению качества пути.

Одним из обязательных условий эффективной работы железнодорожного транспорта является обеспечение длительной устойчивости безупречной геометрии рельсового полотна и рельсошпальной решетки в целом. Технологии уплотнения балластного слоя определяют период стабилизации отремонтированного пути и влияют на скорость обращения поездов после выполнения ремонтно-путевых работ [2].

Актуальность проблемы уплотнения балластного слоя в настоящее время определяется внедрением современных путеремонтных комплексов, имеющих огромные технические возможности, что требует точной

обработки технологии их применения для гарантии стабильного положения железнодорожного пути под действием поездной нагрузки в течение длительного периода его эксплуатации и, что не менее важно, – в начальный период, для исключения неконтролируемых осадков, перекосов и других расстройств пути [3].

В настоящее время в России и за рубежом стабильность нормативной геометрии железнодорожного пути обеспечивается тремя основными технологиями обработки балластной призмы: подбивкой балласта под шпалы, поверхностным уплотнением и динамической стабилизацией (имитацией поездной нагрузки на рельсошпальную решетку).

Надежность работы балластного слоя железнодорожного пути определяется его несущей способностью. Несущая способность балласта зависит от уровня динамического воздействия, характеристики балласта и его основания. Основными свойствами щебеночного балласта, влияющими на его несущую способность, являются его прочностные характеристики – удельное сцепление c и угол внутреннего трения φ . Прочностные характеристики балласта также зависят и от его гранулометрического состава, плотности, окатанности зерен, загрязненности и других факторов. Изменение данных свойств в процессе работы щебеночного балласта в пути будет определять величину его несущей способности [4]. На снижение прочностных свойств балласта [1, 4] влияют следующие факторы:

- накопление в балластном слое мелких фракций, которые образуются за счет появления продуктов собственного дробления;
- проникновение в балластный слой мелких частиц с поверхности на участках перевозки сыпучих грузов или загрязнение железнодорожного пути из-за накопления продуктов износа железобетонных шпал;
- засорение пылевато-глинистыми частицами из нижележащих слоев под балластной призмой в толщу балластного слоя;
- откалывание острых угловатых граней зерен щебеночного балласта под влиянием периодически действующей динамической нагрузки от проезжающих поездов, что вызывает более округлую (окатанную) форму;
- действие вибродинамической нагрузки, передающейся на балластный слой, сопровождающееся снижением количества связей между частицами за счет их колебаний, что снижает силы трения и зацепления, которые способствуют уменьшению несущей способности балластного слоя.

Рассматривая результаты моделирования щебеночного балласта на основании исследования геометрических характеристик стандартных

проб щебня фракционного состава 25...60 мм с анализом и разграничением геометрических фигур (треугольник, четырехугольник, пятиугольник и шестиугольник), полученных путем прецирования каждой частицы балласта на три взаимно перпендикулярные плоскости.

По результатам статистического анализа можно сделать вывод, что наибольшее число из общего количества частиц имеют пятивершинные частицы, на их долю приходится 38,7%, почти в равном соотношении четырех- и шестивершинные частицы (27% и 28,1% соответственно) и минимальное число частиц занимают трехвершинные зерна балласта.

Анализируя результаты можно установить, какие частицы балласта способствуют лучшему уплотнению.

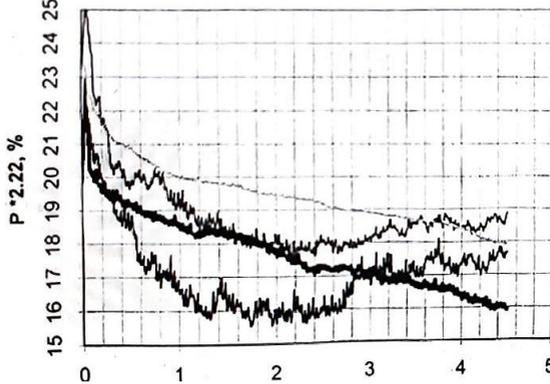


Рис. 2. Показатели уплотнения четырехвершинных частиц

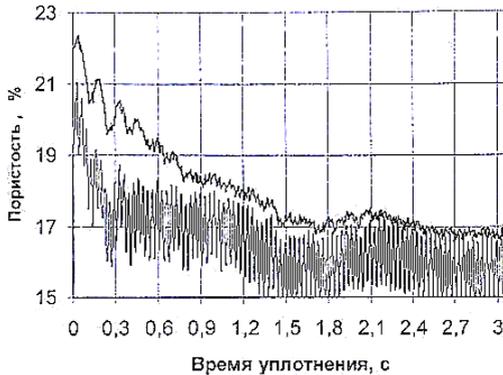


Рис. 3. Показатели уплотнения шестивершинных частиц

Исходя из графиков (рис. 2, 3) видно, что наиболее лучшим показателем уплотнения обладают частицы шестиугольной формы. Балласт,

состоящий из таких частиц, уплотняется гораздо быстрее, а показатели пористости меньше. Но для достижения такого качества уплотнения необходимо проводить дополнительный обжим балласта. Это приводит к увеличению времени работы путевых машин и повышению затрат на ремонтные работы. Такой балластный слой гораздо лучше сохраняет форму, воспринимает поездную нагрузку и обеспечивает более устойчивое положение рельсошпальной решетки. Но балласт, состоящий из частиц данной формы, имеет ряд недостатков. Высокие показатели качества уплотнения влекут за собой ухудшение дренирующих свойств балласта. Отсутствие дренажа приводит к насыщению балласта водой, что значительно снижает рабочие качества балластной призмы. Также зерна данной формы быстрее окатываются, что приводит к увеличению доли мелких фракций в пути. При подбивке шпал в результате истирания образуется примерно 1,8 – 3,9 кг мелких фракций на одну шпалу. Это составляет 0,17–0,37% объема щебня, приходящегося на одну шпалу [4, 32, 35, 48, 55].

Все вышеперечисленные недостатки приводят к плохому качеству железнодорожного пути, увеличивают время работы выправочно-подбивочных машинами значительно повышают затраты на ремонт и содержание пути.

На рис. 3 представлен график уплотнения щебня состоящего из четырехвершинных частиц. Показатели уплотнения данного вида щебня немного ниже, чем у щебня с шестивершинными частицами, но при этом он сохраняет достаточные дренирующие свойства, не требует дополнительного обжима балласт, менее сильно окатывается, но по-прежнему остается проблема с накоплением мелких частиц щебня. Зерна такой фракции значительно лучше подходят для балластировки пути, так как уплотняются быстрее и качественнее по сравнению с зернами неправильной формы [5].

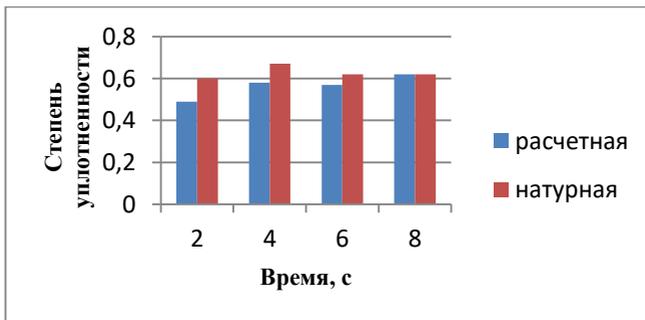


Рис. 4. Степень уплотненности балласта

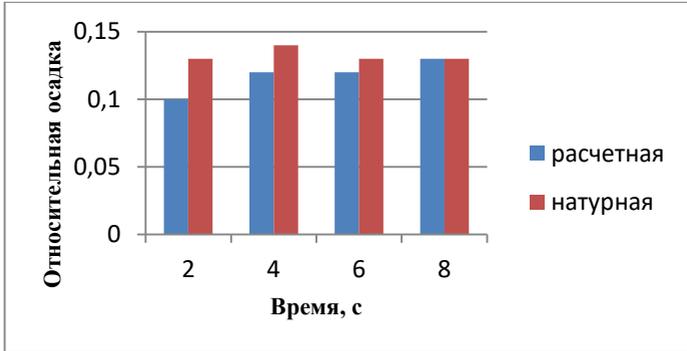


Рис. 5. Относительная осадка балласта

Из графиков видно (рис. 4, 5), что различие значений показателей уплотнения балласта, полученные по данным расчета и экспериментально, не превышают 20% в начальном этапе уплотнения. Это свидетельствует о достаточной сходимости расчетов и реальных показателей, что доказывает реальную практическую пользу от использования зерен правильной геометрической формы для балластировки железнодорожного пути.

Проведя анализ гранулометрического состава щебеночного балласта, изучив причины окатанности зерен, можно сделать вывод, что некачественное уплотнение балластного слоя зависит не только от некачественной работой путевых машин, но и от формы зерен щебня.

Наиболее подходящей формой частиц балласта является четырехугольная форма. Данная форма зерен обладает хорошими показателями уплотнения, позволяет обеспечить стабильное положение рельсошпальной решетки и этом не теряет дренирующих свойств отличается от балласта, состоящего из частиц шестиугольной формы, а также уменьшает время работы выправочно-подбивочных машин и не требует большего усилия при подбивке по сравнению с другими формами зерен.

Список литературы

1. Гасанов А.М. Влияние конструкции верхнего строения пути и осевых нагрузок на остаточные деформации пути / А.М. Гасанов // Межвузовский сборник: Железнодорожный путь и его содержание. –1988. – № 698. – С.34-41.
2. Ершова К.Б. К вопросу выправки железнодорожного пути при его ремонтах // Наука и прогресс транспорта / К. Б. Ершова [и др.] // Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2018. – № 2 (74). – С. 36–40.

3. Манаков А. Л. Система непрерывного мониторинга путевых машин / А. Л. Манаков, А. С. Алехин, С. А. Коларж // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. – Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2012. – № 2 (28). – С. 173 – 178.
4. Гапенко, Ю.В. Как щебень воспринимает поездную нагрузку / Ю.В. Гапенко // Путь и путевое хозяйство. – 2000. – №12. – С. 8-10.
5. Атаманюк, А. В. Технология уплотнения балластного слоя после его глубокой очистки / А. В. Атаманюк // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2009. – № 3 (15). – С. 114–124.

УДК 625.144

**ВЛИЯНИЕ СНЕЖНОГО ПОКРОВА НА ЭКСПЛУАТАЦИОННУЮ
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПУТЕВЫХ СНЕГОУБОРОЧНЫХ МА-
ШИН ТИПА СМ**

Чалова М.Ю.¹, Трошко И.В.¹

1. ФГАОУ ВО Российский университет транспорта (МИИТ), г. Москва

Своевременность очистки железнодорожных путей от снега имеет большое значение для обеспечения бесперебойности функционирования железнодорожного транспорта в холодное время года. Обильные снегопады и образующиеся при этом снежные заносы зачастую препятствуют движению поездов, что представляет серьезную опасность для процесса перевозок. Поэтому необходимо своевременно и качественно очищать железнодорожные пути от снежного покрова.

Ключевые слова: снежный покров, путевая снегоуборочная машина, эксплуатационная производительность, плотность.

**THE EFFECT OF SNOW COVER ON THE OPERATIONAL
PERFORMANCE OF TRACK SNOWPLOWS OF THE SM TYPE**

Chalova M.Yu.¹, Troshko I.V.¹

1. Russian University of Transport (MIIT), Moscow

Timely cleaning of railway tracks from snow is of great importance to ensure the smooth functioning of railway transport in the cold season. Heavy snowfalls and the resulting snow drifts often hinder the movement of trains, which poses a serious danger to the transportation process. Therefore, it is necessary to clean the railway tracks from snow cover in a timely and high-quality manner.

Keywords: snow cover, track snowplow, operational performance, density.

Изменение климата в мире приводит, к серьезным экологическим, техногенным катастрофам. Нарушается привычный для различных отраслей производства, транспорта весь технологический процесс. Особенно страдают транспортные перевозки грузов, людей. Железнодорожные сети в этом процессе не исключение. Обильные осадки могут привести как разрушению железнодорожного полотна, так и к полной блокировке движения, например из за большого количества выпавшего снега, что превысит все установленные и разрешённые для передвижения подвижного состава нормы.

Эксплуатационная производительность щеточных, плужных и роторных снегоочистителей определяется характером их работы. Рабочий цикл любого снегоочистителя заключается в воздействии рабочими органами на снег и перемещении его в сторону. В связи с изменением состояния снега, его прочности и месторасположения на железнодорожных путях, путевые снегоуборочные машины работают с различной рабочей скоростью и очищают полосу разной ширины за один проход. Так как щеточные и плужные снегоочистители очищают железнодорожные пути последующими проходами, то рядом расположенные полосы перекрываются, что влияет на ширину захвата рабочего органа – она уменьшается [1]. Технология очистки снега при снегопадах большой интенсивности предполагает только сгребание снега, что увеличивает производительность снегоочистителей.

Эксплуатационную производительность уборки снега, рассмотрим на примере снегоуборочной машины типа СМ Октябрьской железной дороги.

Парк Октябрьской железной дороги представлен преимущественно снегоуборочными машинами типа СМ, поэтому за основу анализа взята методика расчета щеточного ротора-питателя как основного заборного рабочего органа снегоуборочных машин типа СМ. Согласно формуле производительность ротора-питателя определяется следующим образом:

$$\Pi = V_{я}\psi a \frac{\omega_p}{2\pi} \alpha, \quad (1)$$

где $V_{я}$ – объем ячейки ротора, m^3 ; ψ – коэффициент заполнения ячейки: $\psi = 0,1 \dots 0,25$; a – число ячеек ротора: $a = 6$; ω_p – угловая скорость вращения ротора, рад/с; α – коэффициент уплотнения снега при заборе его ротором: для сухого снега $\alpha = 1,5$.

Исходя из представленной формулы, данная производительность зависит от объема ячейки ротора, $V_{я}$, m^3 , который является постоянной величиной; коэффициента заполнения ячейки ψ , который зависит от

плотности снега. Если снег рыхлый, коэффициент заполнения ячейки будет минимальным и составит $\psi = 0,1$. В случае, если снег плотный, коэффициент заполнения увеличится и составит 0,25 [1]. На рис. 1 представлена гистограмма, в которой отображена продолжительность выпадения снега в регионах Октябрьской железной дороги и его тип.



Рис.1. Тип снега и продолжительность его выпадения в регионах ОКЖД

В связи с высокой влажностью в некоторых регионах, наибольшее число дней выпадения плотного и местами мокрого снега наблюдается в Республике Карелия, Ленинградской области и Санкт-Петербурге, а также в Мурманской области. Наибольшее число дней выпадения рыхлого снега наблюдается в Тверской и Вологодской области.

Помимо коэффициента заполнения ячейки производительность ротора питателя зависит от угловой скорости вращения ротора, ω_p , рад/с, а также от коэффициента уплотнения снега при заборе его ротором α , для сухого снега $\alpha = 1,5$. В зависимости от климатических условий плотность снежного покрова будет отличаться. В таблице 1 представлены данные по плотности снега в зависимости от его вида.

Таблица 1

| Плотность снега | |
|----------------------|------------------------------------|
| Вид снега | Плотность снега, кг/м ³ |
| Свежевыпавший сухой | 30 - 100 |
| Свежевыпавший мокрый | 100 - 200 |
| Лежальный сухой | 200 - 500 |
| Лежальный мокрый | 500 - 800 |
| Очень мокрый | до 960 |

Плотность свежевыпавшего сухого снега является минимальной величиной и колеблется в пределах 30-100 кг/м³, в то время как плотность очень мокрого снега является максимальной и достигает до 960 кг/м³. Мокрый снег значительно превосходит по весу свежевыпавший сухой тип снега.

Снежный покров на пути, как правило, зависит от снежных осадков и снежных заносов. Толщина покрова за один снегопад обычно не превышает 0,2-0,25 м, однако бывают случаи, когда плотный снежный покров достигает нескольких метров. Толщина заноса зависит от поперечного профиля земляного полотна и количества снега, приносимого к пути при наиболее снежной зиме [1]. Не подвержен снежным заносам путь, расположенный на насыпи, высота которой больше толщины снежного покрова и достигает более 0,7 м. Выемки глубиной более 0,4 м подвержены сильной заносимости.

Категория снеганосности характеризует уровень опасности заноса того или иного участка пути и угрозы движению поездов и определяет очередность по времени защиты пути от заносов [2].

Согласно методике расчета, угловая скорость вращения ротора в зависимости от типа привода ограничена, а скорость перемещения снегоуборочной машины типа СМ во время работы составляет не менее 10 км/ч [3]. При этом скорость вращения ротора-питателя остается неизменной, так как влияние нагрузки на привод крайне нежелательно. Поэтому производительность можно увеличить за счет изменения скорости и движения снегоуборочной машины типа СМ с учетом типа снега. Так, скорость машины может увеличиться в случае залегания сухого и несслежавшегося снега. В случае, если снег мокрый, ротор-питатель не сможет захватить снег, и снегоуборочная машина не успеет наполниться.

Планирование работ по очистке железнодорожного пути от снежного покрова является первым и важным этапом при работе с путевой снегоочистительной техникой. На данном этапе составляется план работ снегоуборочных и снегоочистительных машин на предстоящие сутки, включающий в себя мероприятия по защите станций от снежных заносов; технологию очистки путей и уборки снега и организацию работы снегоочистительных и снегоуборочных машин по графику. График работы снегоуборочных машин увязан с работой станции по приему, переработке снега и отправлению поездов [4].

В зависимости от плотности снежного покрова машинист может изменять скорость передвижения путевой снегоуборочной машины таким образом, чтобы лопасти щеточного ротора-питателя заполнялись

рационально. При плотном снежном покрове, плотность которого достигает 960 кг/м^3 , из-за ограничения времени выделяемого на очистку пути от снега, эффективность прохода снегоуборочной машины снижается, что может привести к сбою графика движения поездов. Поэтому для достижения эффективной очистки железнодорожных путей необходимо понижать скорость передвижения путевой машины и при планировании графика работ по уборке снега увеличивать технологическое «окно».

Список литературы

1. Путевые машины: Учебник / М. В. Попович, В. М. Бугаенко, Б. Г. Волковой и др.; Под ред. М. В. Поповича, В. М. Бугаенко. – М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте, 2019. – 960 с.
2. Организация снегоборьбы на станциях. – Текст: электронный – URL: <https://studfile.net/preview/9380857/page:6/> (Дата обращения: 05.09.2023)
3. ГОСТ 32212-2013 Машины и поезда для уборки и очистки железнодорожного пути от засорителей, снега и льда. Общие технические требования. – М.: Стандартинформ, 2014. – 9 с.
4. Снегоборьба на железных дорогах [Электронный ресурс] // РЖД-Экспо.ру – URL: <http://rzd-expo.ru/history/snegoborba/> (Дата обращения 08.09.2023)

УДК 625.08

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОТВЕРСТИЙ В ДОРОЖНОМ ПОЛОТНЕ

Ченсов Р.Р.¹, Габдуллин Т.Р.¹, Кафиев И.Р.²

1. ФГБОУ ВО Казанский государственный архитектурно-строительный университет г.Казань;
2. ФГБОУ ВО Башкирский государственный аграрный университет, г. Уфа

Каждый год на дорогах общего пользования мы наблюдаем увеличение количества транспортных средств. Это объясняется как повышением уровня жизни в нашей стране, так и увеличением товарооборота. Однако, повышение количества транспорта влечет за собой повышение нагрузок на дорожное полотно. Как следствие, мы сталкиваемся с проблемой ухудшения дорожных условий на шоссе и улицах городов.

Кроме того, с ростом инфраструктуры в нашей стране наблюдается увеличение числа люков на дорогах общего пользования. Очень часто эти люки являются слабым местом дорог и подвержены быстрому

изнашиванию. Они опускаются, разрушаются опорные бетонные кольца и становятся источником основных проблем на дорогах.

В работе представляется разработка оборудования для вырезания просевших люков из дорожного полотна с минимальным применением рабочей силы.

Ключевые слова: просевшие люки, фреза, дорожное полотно, ремонт.

EQUIPMENT FOR MANUFACTURING TECHNOLOGICAL HOLES IN THE ROADBED

Chensov R.R.¹, Gabdullin T.R.¹, Kafiev I.R.²

1. Kazan State University of Architecture and Engineering, Kazan

2. Bashkir State Agrarian University, Ufa

Every year we see an increase in the number of vehicles on public roads. This is due to both an increase in the standard of living in our country and an increase in trade turnover. However, an increase in the number of vehicles entails an increase in loads on the roadbed. As a result, we are faced with the problem of deteriorating road conditions on highways and city streets.

In addition, with the growth of infrastructure in our country, there is an increase in the number of hatches on public roads. Very often these hatches are a weak point of roads and are subject to rapid wear. They are lowered, the supporting concrete rings are destroyed and become a source of major problems on the roads.

The paper presents the development of equipment for cutting sunken hatches from the roadway with minimal use of labor.

Keywords: sunken hatches, milling cutter, roadbed, repair.

Проблемы, связанные с плохим состоянием дорог и люков, такие как некомфортная езда и образование пробок это лишь вершина айсберга. Недостаточное состояние дорожных условий, особенно в дождливую и зимнюю погоду, как правило, способствует появлению аварийных ситуаций на дорогах. Это, в первую очередь, угрожает жизни и здоровью людей, а также может привести к нежелательным финансовым убыткам из-за повреждения автомобилей.

Таким образом, необходимо уделять должное внимание состоянию дорог и люков на них. Проведение ремонтных работ на дорогах, регулярная замена люков могут стать решением этой проблемы.

Согласно пункту 3.1.10. ГОСТ Р 50597-93 «Государственный стандарт Российской Федерации. Автомобильные дороги и улицы. Требова-

ния к эксплуатационному состоянию, допустимому по условиям обеспечения безопасности дорожного движения» от 11.10.1993, не допускается отклонение положения крышки люка относительно уровня дорожного покрытия более чем 2 см.

В России, а также во многих странах Европы и Северной Америки, большая часть дорог покрыты усовершенствованной асфальтобетонной смеси (АБС). Исходя из этого основная часть применяемых на дорогах ремонтных материалов, машин и оборудования, применяемых технологий и разработок направлены на содержание дорог именно с таким асфальтобетонным покрытием.

При стандартном ремонте производится разметка границ ремонта по периметру люка с отступом на 10...15 см, в зависимости от вида и модификации самого лючного отверстия. Затем производится вырезка, вырубка или холодное фрезерование материала ремонтируемого места покрытия по очерченному контуру на всю глубину, но не менее толщины слоя покрытия, при этом боковые стенки должны быть вертикальными [1].

Существующие на сегодня методы имеют большое количество недочетов, которые подлежат доработке, а также автоматизации процессов и снижения человеческого фактора в процессе производства ремонта. Например, при холодном фрезеровании (рисунок 1), стенки после фрезерования имеют закругления, что не соответствует требованиям ГОСТ.



Рис.1. Навесное фрезерное оборудование к пневмоколесному трактору

При нарезании ремонтируемого участка диск швонарезчика режет часть дороги не подлежащую ремонту, вследствие чего образуется перекрестие (рисунок 2), которое концентрирует напряжения и именно в этих местах начинаются процессы дальнейшего разрушения дорожного полотна.

Таким образом, целью представленного проекта является разработка специального оборудования для создания высокоточных и геометрически правильных отверстий как в новой (для правильной установки люков), так и в старой дорожной одежде (для ремонта просевших люков) которое повысит эффективность работы минимизируя при этом влияние человеческого фактора на результат и качество выполняемой работы.

Проект посвящен разработке оборудования, способного ускорить ремонт и обслуживание люков. Сегодня, когда в городах активно развивается инфраструктура, их установка и обслуживание становятся все более востребованными. Именно поэтому эффективность и качество работ должны быть на высшем уровне [2...5].



Рис.2. Перекрестие, образующееся при вырезке

Существующему оборудованию зачастую не удается удовлетворить все потребности в работе с люками. Многие из них крупногабаритные, тяжелые, их расположение затрудняет доступ. Использование специализированного оборудования упростит процесс ремонта и сделает его более экономичным, тем самым обеспечив высокое качество работ.

В рамках предлагаемого проекта была разработана система, позволяющая оперативно и точно обрабатывать люки различных размеров и конфигураций. Включенные в нее инструменты выручат мастера в труднодоступных местах, обеспечив их безопасность и не навредят окружающей среде.

Разрабатываемое оборудование состоит из следующих элементов (рисунок 3).

Для обеспечения безопасной и надежной работы фрезы необходимо оценить прочность ее элементов конструкции, чтобы выявить скрытые дефекты и использовать оптимальные материалы. Работа фрезы всегда сопровождается различными нагрузками на ее составные части. Таких элементов как правило достаточно много. Оптимизация и проведение многовариантных расчетов не всегда являются целесообразными, особенно в промышленных масштабах. Поэтому очень важно провести оценку прочности элемента конструкции – без оптимизации и проведения многовариантных и сложных расчетов. Прочностной анализ элементов конструкции фрезы требует специализированного программного обеспечения. Отсутствие такого продукта может вызвать серьезные затруднения, и в таких ситуациях конструктору зачастую приходится полагаться лишь на личный опыт. Существующие программы прочностного экспресс-анализа, встроенные в КОМПАС-3D системы APM FEM, позволяют достаточно точно и быстро оценить нагрузки, принимаемыми различными элементами конструкции фрезы, определить их прочность и выявить слабые места в ее работе.

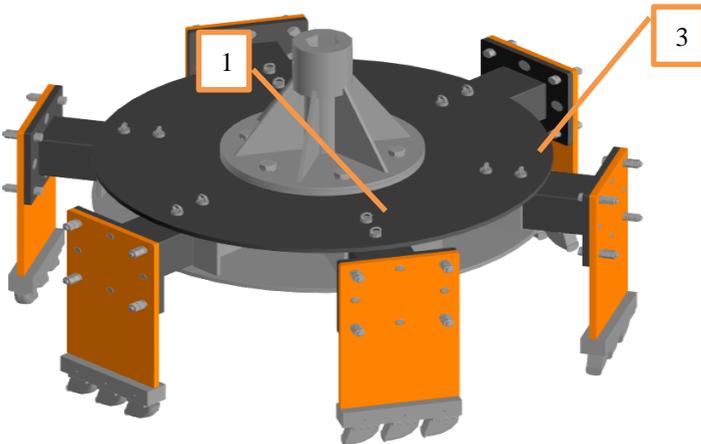


Рис.3. Конструируемое оборудование:
1 - рама; 2 – выдвижная лапа; 3 - фланец; 4 – режущие зубья

Рама фрезы подвержена основным нагрузкам при перемещении и работе, из-за вибраций и перемещений могут возникать деформации изгиба.

В программе выбираются координаты граней находящихся под напряжением и величина нагрузки (таблица 1).

Таблица 1

Координаты нагрузок

| Наименование | Выбранные объекты | Параметры нагрузки |
|--|-------------------|---|
| Распределенная сила: Распределённая сила:1 | Грани: 1 | Вектор силы: $X = 0; Y = 0; Z = 3000$ Величина: 30000 Н |
| Распределенная сила: Распределённая сила:2 | Грани: 6 | Вектор силы: Нормально к поверхности Величина: 10000 Н |
| Распределенная сила: Распределённая сила:3 | Грани: 6 | Вектор силы: Нормально к поверхности Величина: 10000 Н |
| Распределенная сила: Распределённая сила:4 | Грани: 1 | Вектор силы: $X = 0; Y = ; Z = 3000$ Величина: 3000 Н |

Материал рамы принимается: лист 09Г2С ГОСТ 19281-2014. Характеристики материала приведены в таблице 2.

Затем задаются нагрузки, идентичные тем, что возникают при работе фрезы.

Таблица 2

Параметры стали

| Характеристика | Значение |
|--|---------------------|
| Предел текучести [МПа] | 410...540 |
| Модуль упругости нормальный [МПа] | 206 |
| Коэффициент Пуассона | 0,3...0,35 |
| Плотность [кг/м ³] | 7850 |
| Температурный коэффициент линейного расширения [1/С] | $1,2 \cdot 10^{-5}$ |
| Теплопроводность [Вт/(м·С)] | 46 |
| Предел прочности при сжатии [МПа] | 390...470 |
| Предел выносливости при кручении [МПа] | 390 |

Далее рама разбивается на конечные элементы в форме тетраэдров (рисунок 4). Параметры и результаты разбиения указываются в таблице 3.

Таблица 3

Параметры и результаты разбиения

| Наименование | Значение |
|--|----------|
| Максимальная длина стороны элемента [мм] | 20 |
| Максимальный коэффициент сгущения на поверхности | 1 |
| Коэффициент разрежения в объеме | 1,5 |
| Количество конечных элементов | 141562 |
| Количество узлов | 262967 |

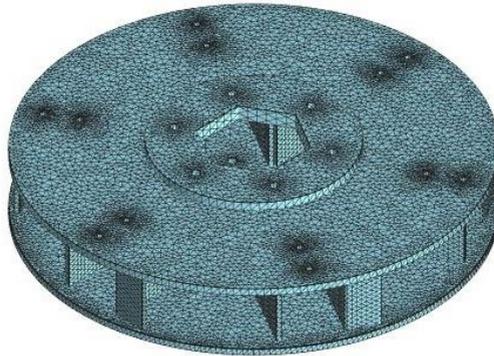


Рис.4. Конечно-элементная сетка

После построения модели, производится анализ ее инерционных характеристик. Полученные значения заносятся в таблицу 4.

Таблица 4

Инерционные характеристики модели

| Наименование | Значение |
|--|----------------------------|
| Масса модели [кг] | 183,9 |
| Центр тяжести модели [мм] | (-0,0075; 0,06; 64,1) |
| Моменты инерции модели относительно центра масс [кг·м ²] | (963,5; 963,6; 178,2) |
| Суммарная реакция опор [Н] | (-7411,2; -14329,8; 90147) |
| Абсолютное значение реакции [Н] | 91580,1 |
| Абсолютное значение момента [Н·м] | 251,69 |

Результаты расчетов отражаются в картах напряжений, перемещений, коэффициентах запаса по различным критериям прочности, температур; собственных частотах и формах колебаний. Карты напряжений дают возможность наиболее точно проанализировать работу расчетного узла под нагрузкой, выявить концентраторы напряжений и оценить жесткость конструкции [6...10].

Результаты выявили высокие показатели устойчивости при высоких нагрузках и достаточно низкой металлоемкости.

Предлагаемая разработка направлена на оптимизацию процессов создания отверстий под смотровые люки в дорожной одежде и их ремонта. Использование данной фрезы позволит значительно увеличить производительность предприятия, повысить эффективность работы и сократить время, необходимое для выполнения данных задач, внесет определенный вклад в области машиностроения и сможет улучшить качество дорожной инфраструктуры в целом. Для расчетов была выбрана методика сравнительной эффективности. Затраты были рассчитаны по элементам, которые имели отличия в сравниваемых вариантах. При этом было принято условие, что накладные расходы остаются постоянными (неизменными).

Выполненная работа показывает, что данное оборудование обладает высокой финансовой эффективностью и может рассматриваться как привлекательный вариант для внедрения в производство.

Однако, главное преимущество данной разработки заключается не только в быстрой окупаемости и экономической выгоде. Важным фактором является то, что производство данного оборудования и его практическое внедрение в производственную отрасль является экономически оправданным и производственно целесообразным. Данная разработка может значительно ускорить процесс ремонта просевших люков и сократить затраты на оборудование, что сделает ее востребованной среди производственных компаний.

Таким образом, на наш взгляд данная работа представляет научную ценность, а разработанный проект фрезы представляет практическую значимость для производственной отрасли, и может быть использована как исходный материал для усовершенствования других видов оборудования.

Список литературы

1. Габдуллин Т.Р. Вырезание технологических отверстий в дорожном покрытии. // Известия КГАСУ, 2017, № 1(39). С. 271-278.

2. Габдуллин Т.Р., Зимдеханов М.М. Обоснование схемы и параметров центробежного разбрасывателя песка и реагентов. // Известия КГАСУ, 2014, № 4(30). С. 484-489.
3. Безопасность дорожных машин Бакатин Учебное пособие Ю.П., Стеблецкий С.В. : МАДИ, 2013. – 66с.
4. Машины для строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог. Часть 1: Учеб. Пособие/ Пугин К.Г., Бургонутдинов А.М.- Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та , 2013. – 172 с.
5. Машины для строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог. Бургонутдинов А.М. Часть 4: Асфальтобетонные и цементобетонные заводы Учеб. пособие / А.М. Бургонутдинов, В.С. Юшков - Пермь : Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2015. – 170 с.
6. Шелофаст В. В., Чугунов Т. Б. Основы проектирования машин. Примеры решения задач. М. : Изд-во АПМ, 2004. 240 с.
7. Дорожные машины Хархута Н.Я. М.: «Машиностроение, 2015г. - 416с.
8. Системы автоматики дорожных и строительных машин. Тихонов Ю.Б. Учебно-методическое пособие. - Омск: СибАДИ, 2013. - 127 с.
9. Кудрявцев Е.М. Комплексное проектирование и исследование изделий в системе КОМПАС-3D / Е.М. Кудрявцев, В.В. Степанов // Строительные и дорожные машины: Научно-технический и производственный журнал. М.: 2013. №5. С. 53-56.
10. Приказ Ростехнадзора от 12.11.2013 №533 (ред. от 12.04.2016) Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения».

УДК 621.64

**ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА
ТРУБОПРОВОД В ПРОЦЕССЕ УПЛОТНЕНИЯ ГРУНТА
Четвериков Б.С.¹, Колесников А.А.¹, Цыбульников А.С.¹,
Городов А.А.¹**

¹ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В статье разработана расчетная схема, решение которой позволит выявить закономерности, характеризующие изменение напряжений в почве в процессе его обжатия в ограниченных пространственных условиях под трубопроводом, двигающимися друг напротив друга лопатками.

Ключевые слова: уплотнение, магистральный трубопровод, укладка, технология.

STUDY OF LOADS AFFECTING ON A PIPELINE IN THE PROCESS
OF SOIL COMPACTION

*Chetverikov B.S.¹, Kolesnikov A.A.¹, Cybulnikov A.S.¹,
Gorodov A.A.¹*

¹. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod

The article developed a calculation scheme, the solution of which makes it possible to identify signs that characterize the change in tension in the soil in the process of its compression in limited spatial conditions under the pipeline, the movement changes against each other with blades.

Key words: sealing, main pipeline, laying, technology.

Ремонт трубопроводов по новой технологии «без подъема трубы» предусматривает обеспечение в процессе капитального ремонта неизменного положения трубопровода относительно оси начального залегания магистрального трубопровода (МТ), поскольку изменение его положения (прогиб) приводит к возникновению в теле трубы дополнительных напряжений. Предотвращение прогибов от собственного веса трубопровода с продуктом перекачки обеспечивается достижением плотной структуры грунтового массива под МТ путем уплотнения под ним почвы обратной засыпки. Уплотнение грунта под МТ движущимися друг против друга лопатками обуславливает возникновение вертикальных сил, которые будут действовать на трубопровод.

С учетом вышеизложенного необходимо определить предельную величину вертикальной силы на МТ от почвоуплотнительного оборудования, которая может вызвать подъем трубопровода. Это позволит выявить зависимость вертикальной силы от давления почвоуплотнительных лопаток на почву и определить их максимально допустимые давления, под действием которых вертикальная сила на МТ не превысит допустимой. Это в конечном итоге обеспечит стабильность положения трубопровода относительно оси его начального залегания.

Для определения граничной величины вертикальной силы, действующей на магистральный трубопровод от почвоуплотнительного оборудования, рассмотрим расчетную схему. Трубопровод диаметром $D_{\text{тр}}$ на участке $l_1 \approx \infty$ находится в не разработанном грунтовым массиве, где ремонтные работы еще не производились, поэтому с этой стороны конец трубопровода считается ущемленным. Участок трубопровода l_2 находится без опоры, так как подкопан со всех сторон. Участок l_3 характеризует длину трубопровода, на которой выполнено уплотнение

грунта под отремонтированным МТ, но без окончательной засыпки трубопровода грунтом, как на участке $l_4 \approx \infty$.

Таблица 1

Выходные данные и результаты определения максимально допустимой вертикальной нагрузки на трубопроводы

| $D_{тр}$, мм | $t_{тр}$, мм | l_2 , м | l_3 , м | l_6 , м | $q_{тр}$, кН | $G_{тр}$, кН | $R_{вг}$, кН |
|------------------|------------------|--------------|--------------|--------------|------------------|------------------|------------------|
| 530 | 10 | 17 | 20 | 30.3 | 1.3 | 36 | 36 |
| 720 | 10 | 18 | 20 | 31.3 | 1.8 | 49 | 49 |
| 820 | 12 | 19 | 20 | 29 | 2.43 | 54 | 54 |
| 1020 | 12 | 22 | 15 | 32 | 3.0 | 70 | 70 |
| 1220 | 12 | 22 | 15 | 32 | 3.83 | 90 | 90 |
| 1420 | 14 | 24 | 15 | 34 | 4.9 | 118 | 118 |

Размеры участков трубопроводов l_2 и l_3 регламентируются и зависят от диаметра и толщины стенок трубопровода. Размеры l_2 и l_3 для технологии "без подъема трубы" с диаметрами трубопроводов $\varnothing 530...1420$ мм, при наиболее распространенных толщинах стенки трубы возведены в табл. 1.

Поскольку участок трубопровода l_3 с уплотненным под ним грунтом с одной стороны граничит с подкопанным участком трубопровода, а с другой с уплотненным участком и засыпанным сверху грунтом, считаем справедливым распределение эпюры сопротивления грунта от веса трубопровода на участке l_3 по закону треугольника. Для упрощения расчетной схемы и решения задачи как статически определенной трубопровод представлен в виде неразрезной балки, которая с одного конца имеет ущемление, а с другого на уплотненном участке имеет опору на расстоянии от уплотнительного оборудования. Таким образом, расчетный участок $l_6 = l_2 + l_3$ (см. табл. 1).

Одним из основных параметров, который приводит к прогибу ремонтируемого участка трубопровода, является вес погонного метра трубопровода $q_{тр}$ с учетом транспортируемого продукта (нефти). Как худший вариант в расчете определения предельной вертикальной силы, способной поднять МТ, принят случай, когда трубопровод не заполнен нефтью или же заполнен газом. Тогда вес погонного метра трубопровода определяется формулой,

$$q_{np} = \pi \cdot t_{np} (D_{np} - t_{np}) \cdot \gamma_{ст} + \pi \cdot t_{из} (D_{np} - t_{из}) \cdot \gamma_{из}, \quad (1)$$

где $t_{тр}$ – толщина стенки трубопровода, м, D – наружный диаметр трубопровода, м, $\gamma_{ст}$ – удельный вес металла трубы (для стали $\gamma_{ст} = 77$ кН/м³), t_c – толщина изоляционного покрытия, $t_c = 0,003$ м, $\gamma_{из}$ – удельный вес изоляции, $\gamma_{из} = 11$ кН/м³.

Вес трубопровода $G_{\text{тр}}$ на расчетном участке l_6 определяется как $G_{\text{тр}} = q_{\text{тр}} l_6$. Результаты расчетов для разных диаметров трубопровода сведены в табл. 2.2.

На основе расчетной схемы получена формула для определения предельной вертикальной силы $R_{\text{вг}}$, превышение которой при уплотнении грунта под трубопроводом почвоуплотнительным оборудованием приведет к недопустимому подъему трубопровода:

$$R_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{мп}} \cdot 1/2 \cdot l_6}{l_2}, \quad (2)$$

Величины граничных вертикальных сил для разных диаметров трубопроводов, полученных по формуле (2.5), сведены в табл. 2.2. Предельная вертикальная сила, для трубопровода $\varnothing 1220$ мм, составляет $R_{\text{вг}} = 90$ кН.

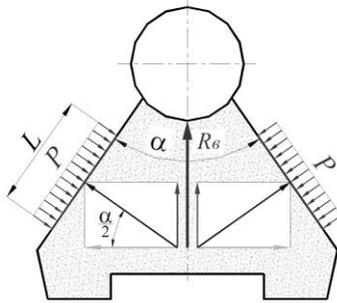


Рис. 1. Расчетная схема к определению вертикальной силы, действующей на трубопровод в процессе уплотнения грунта под ним

В результате исследований была определена вертикальная сила $R_{\text{в}}$, действующая на трубопровод в результате уплотнения грунта под МТ лопатками с известными параметрами длины L , ширины B и угла обжатия $\alpha_{\text{в}}$ зависимости от приложенного давления на лопатки, согласно расчетной схеме представленной на рис. 1. Также разработана расчетная схема, решение которой позволит выявить закономерности, характеризующие изменение напряжений в почве в процессе его обжатия в ограниченных пространственных условиях под трубопроводом,двигающимися друг против друга лопатками.

Финансирование. Работа выполнена в рамках реализации федеральной программы поддержки университетов «Приоритет 2030» с использованием оборудования на базе Центра высоких технологий БГТУ им. В.Г. Шухова.

Список литературы

1. Хархута Н.Я., Васильев Ю.М. Устойчивость и уплотнение грунтов дорожных насыпей. – М.: Автотрансиздат, 1964. – 216 с.
2. Билякович, М.А., Кузьминец М.П., Салюк В.Л. Совершенствование рабочего органа для уплотнения грунтового ложа магистральных трубопроводов//Системные методы управления, технология и организация производства, ремонта и эксплуатации автомобилей. Сб. науч. стир. – М.: НТУ, 2002. – № 13– С. 89-94.
3. Романович А.А. Исследование влияния скорости вращения валков на выходные показатели процесса измельчения и разработка рекомендаций по повышению износостойкости их рабочих поверхностей // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. - 2011. - № 4. - С. 71-73.
4. Романович А.А. Повышение долговечности рабочих органов прессвалковых измельчителей // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. - 2015. – № 4. – С. 83-87.
5. Gerasimov M.D. Comparative analysis of the parameters of generators with circular and asymmetric oscillations /Gerasimov M.D., Lubimyi N.S., Yakovlev E.A. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 945. Pp. 12003-12010. doi:10.1088/1757-899X/945/1/012003.
6. N. S. Lubimyi, A. A. Polshin, M. D. Gerasimov [et al.] Justification of the Use of Composite Metal-Metal-Polymer Parts for Functional Structures / N. S. Lubimyi, A. A. Polshin, M. D. Gerasimov [et al.] // Polymers. – 2022. – Vol. 14. – No 2. – DOI 10.3390/polym14020352.
7. Оценка экономической эффективности технологии изготовления композитных металл-металлополимерных деталей в сравнении с аддитивной и субтрактивной технологиями / Н. С. Любимый, А. А. Польшин, А. А. Тихонов [и др.] // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – 2022. – № 5. – С. 91-105. – DOI 10.34031/2071-7318-2022-7-5-91-105.

УДК 658.5.012.14

ИССЛЕДОВАНИЕ СИНТЕЗА НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТОРЦЕВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЯ

Четвериков Б.С.¹, Цыбульников А.С.¹, Городов А.А.¹, Колесников А.А.¹

¹ ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В работе исследована возможность синтеза навесок дисковых рабочих органов, который позволил разработать такое навесное оборудование, которое позволяет максимально реализовать возможности рабочего органа и базовой машины.

Ключевые слова: траншеекопатель, торцевой рабочий орган, производительность, синтез.

RESEARCH OF THE SYNTHESIS OF THE ATTACHMENT EQUIPMENT OF THE END WORKING BODY OF THE TRENCHER

Chetverikov B.S.¹, Cybulnikov A.S.¹, Gorodov A.A.¹, Kolesnikov A.A.¹

¹ *Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod*

In the article studies the possibility of synthesizing attachments of disk working bodies, which allows you to create such attachments that allow you to maximize the possibilities of the working body and the state of the machine.

Key words: trencher, end working body, productivity, synthesis.

Важным фактором, обеспечивающим эффективную работу дисковых рабочих органов, является решение кинематической схемы навески, что позволяет осулето оптимальную траекторию заглублиение рабочего органа, а также дает возможность варьировать в широких пределах угол наклона диска и поворот его в плане, если диаметр диска превышает заданную ширину траншеи.

Для выбора расчетной схемы представим навесное оборудование в виде плоского механизма, состоящего из нескольких звеньев, соединенных между собой шарнирами, включая опорные шарниры крепления к базовой машины. Базовая машина в число звеньев, образующих механизм, не входит.

Положения навесного оборудования с звеньями заданной длины рассчитываются в зависимости от изменения длины управляющего гидроцилиндра (рис. 1). При расчете на ЭВМ проводим последовательный автоматический перебор возможных сочетаний длин звеньев, каждое из которых меняем с заданным шагом. Таким образом, число расчетных положений навески определяется выбранным шагом изменения длины управляющего гидроцилиндра и включает весь диапазон изменения положений навесного оборудования – от максимально поднятого (транспортное положение) до опущенного (при отрывании траншеи).

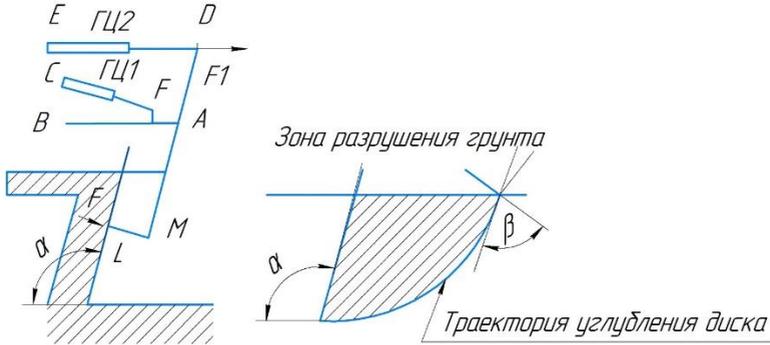


Рис. 1. Схема навески торцевого рабочего органа

Параметры, характеризующие траекторию заглубления дискового рабочего органа, является угол поворота нижней тяги α относительно оси x (рис. 5.5) и расстояние d между шарниром крепления гидроцилиндра и центром диска L , которые определяются из выражений:

$$d = \sqrt{l^2 + f^2 - 2lf \cos(\arccos[(l^2 + b^2 - c^2)/2lb]) - \beta_2} \quad (1)$$

$$\alpha = \frac{3\pi}{2} - Q - \arccos[(K^2 + l^2 - a^2)/2Kl] - \arccos[(l^2 + d^2 - f^2)/ld] \quad (2)$$

где l, f, b, c, K, a – линейные параметры навески; Q и β_2 – угловые параметры навески.

Необходимым условием эксплуатации навески является заглубления рабочего органа на глубину $H = 0,8D$, где D – диаметр диска, а также перевод рабочего органа в транспортное положение, при котором расстояние между опорной этажней грунта и нижней точкой рабочего органа составит 300...400 мм. В результате кинематического расчета получены линейные размеры элементов навески, при которых соблюдаются выше перечисленные условия эксплуатации навесного оборудования при различных значениях диаметра диска.

При использовании дискового навесного оборудования необходимо обеспечить максимальное сцепление двигателей базовой машины с почвой, которое может уменьшаться вследствие вывешивания базовой машины относительно крайней точки базы трактора (рис. 1).

Следовательно, необходимо решить конкурирующие задачи: во-первых, реализовать максимальную силу на рабочем органе, а во-вторых, обеспечить максимальное сцепление двигателей базовой машины с грунтом. Анализ

зависимостей показывает, что это возможно при максимальном приближении рабочего органа в базовой машины.

Разработана конструкция дискового навесного оборудования, которая позволяет решить данную задачу. Стойка имеет возможность не только вертикального перемещения в направляющих, но и поворота в плане в шарнирах. Это дает возможность разрабатывать траншеи различного профиля. Установка гидроцилиндра ГЦ 1 подъема-опускания стойки соосно с направлением перемещения стойки позволяет максимально реализовать усилия на штоке.

Изменение угла наклона диска при заглоблении, в процессе работы, а также перевод рабочего органа в транспортное положение осуществляется гидроцилиндром ГЦ 2. Разработанный грунт перемещается лопатками и с помощью отбойного щитка и заключается в брусстер. Дальность укладки грунта в брусстер регулируется углом наклона отбойного щитка.

Таким образом, синтез навесок дисковых рабочих органов позволил разработать такое навесное оборудование, которое позволяет максимально реализовать возможности рабочего органа и базовой машины.

Финансирование. Работа выполнена в рамках реализации федеральной программы поддержки университетов «Приоритет 2030» с использованием оборудования на базе Центра высоких технологий БГТУ им. В.Г. Шухова.

Список литературы

1. Рашковский В.П. Математическое моделирование импульсного гидропривода рабочих органов землеройных машин // Вестник Кременчугского политехнического университета: Научные труды КГПУ. – Кременчук: КДПУ, 2004. - С. 113-115.
2. Баладинский В.Л. Динамическое разрушение грунтов. – К.: КГУ, 1971. – 221 с.
3. Романович А.А. Исследование влияния скорости вращения валков на выходные показатели процесса измельчения и разработка рекомендаций по повышению износостойкости их рабочих поверхностей // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. - 2011. - № 4. - С. 71-73.
4. Романович А.А. Повышение долговечности рабочих органов прессвалковых измельчителей // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. - 2015. – № 4. – С. 83-87.

5. Захарчук Б.З., Шлойдо Г.А., Яркин А.А., Телушкин В.Д. Навесное тракторное оборудование для разработки высокопрочных грунтов. – М.: Машиностроение. 1979. – 189 с.
6. Власов В.В., Крупко В.А., Смирнов В.Н. Прогнозирование сил резания при разработке сложноструктурного грунтового массива// Горн., строит. и дор. машины: вып. 42. Респ. межвед. научн.-техн. сб. – К.: Техника, 1989, С. 41-45.
7. Gerasimov M.D. Comparative analysis of the parameters of generators with circular and asymmetric oscillations /Gerasimov M.D., Lubimyi N.S., Yakovlev E.A. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 945. Pp. 12003-12010. doi:10.1088/1757-899X/945/1/012003.
8. Любимый Н. С., Чепчуров М.С., Четвериков Б.С. Патент РФ № 155384. Датчик для точных измерений линейных размеров. опубл.10.10.2015, Бюл. № 28.
9. N. S. Lubimyi, A. A. Polshin, M. D. Gerasimov [et al.] Justification of the Use of Composite Metal-Metal-Polymer Parts for Functional Structures / N. S. Lubimyi, A. A. Polshin, M. D. Gerasimov [et al.] // Polymers. – 2022. – Vol. 14. – No 2. – DOI 10.3390/polym14020352.

УДК 62-5

ТЕХНОЛОГИИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА

Шепелина П.В.¹

1. Российский университет транспорта, г. Москва

Возведение уникальных технических объектов, налаживание логистических связей всегда связано с формированием транспортной инфраструктуры, включая прокладку дорожной сети. Отлаженная логистика в совокупности с высоким качеством дорог дает неоценимые преимущества по темпам развития регионов. Внедрение новейших технологий при строительстве дорог способствует надежности и эффективности их эксплуатации.

На основе проведенных исследований изложены предложения по совершенствованию технологии строительства транспортной инфраструктуры дорожного комплекса в целом.

Ключевые слова: дорожное строительство, транспортная инфраструктура.

TECHNOLOGIES FOR IMPROVING THE ROAD CONSTRUCTION COMPLEX

Shepelina P. V.¹

1. Russian University of Transport, Moscow

The construction of unique technical facilities, the establishment of logistics links is always associated with the formation of transport infrastructure, including the laying of the road network. Well-established logistics combined with high quality roads provides invaluable advantages in terms of the pace of development of the regions. The introduction of the latest technologies in the construction of roads contributes to the reliability and efficiency of their operation.

Based on the conducted research, proposals for improving the technology of construction of the transport infrastructure of the road complex as a whole are presented.

Keywords: road construction, transport infrastructure.

Транспортная отрасль национальной экономики обеспечивает в условиях усиливающихся санкций поступательное развитие и дальнейшее совершенствование технологий.

В структуре «Транспортной стратегии Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года» предусмотрены огромные средства, которые обеспечат интеграцию пространственных систем и транспортной доступности отдаленных и периферийных территорий; рост мобильности населения и интенсификация внутреннего туризма; увеличение скорости и объема перемещаемых грузов и быстрый рост мультимодальных логистических сетей; цифровизация и интеллектуальная трансформация отрасли и активное внедрение новейших технологий и разработок.

Целью настоящего исследования является анализ новейших строительных технологий дорожно-строительного комплекса и рассмотрение возможностей их применения в строительстве его инфраструктуры.

Центральной организацией, осуществляющей подрядные работы является Федеральное агентство специального строительства (Спецстрой России).

В связи со стратегической необходимостью строительства и расширения пропускной способности как автомобильных, так и железных дорог остро стоит вопрос в интенсификации и оптимизации технологических процессов, а также в улучшении качества и продлении срока службы данных объектов.

Все эти задачи подкрепляются указами президента РФ В.В. Путина.

Для успешного строительства дорог, как и любых технических объектов уже на стадии проектирования необходимо внедрять опережа-

ющие технические решения и технологии по моделированию технологических процессов комплексной взаимосвязанной сети транспортного обеспечения.

Актуальные варианты дорог ближайшего будущего разработчики моделируют, используя технологии BIM (Building Information Modeling). Такой подход, основывающийся на использовании в проекте цифровых моделей дорог и соответствующей инфраструктуры, востребован сегодня в мировой практике для задач проектирования, строительства и эксплуатации дорожных объектов. Цифровая модель применяется в течение заверченного жизненного цикла дорожного объекта. Моделирование начинается с этапа принятия решения о строительстве.

Такой цифровой клон обеспечивает еще до начала строительства взаимосвязку всех элементов и систем объекта, включая уточнение профилей, проверку нагрузок, а также конкретизировать взаимосвязку систем автоматизации, мониторинга и обеспечения безопасности с конструктивными узлами и инфраструктурными системами объекта. Модель быстро уточняется на основе данных, получаемых от датчиков, камер, систем контроля конструктивных элементов. Цифровизация обеспечивает интеллектуальную координацию объекта, прогнозирование и уточнение транспортных потоков, минимизацию аварийных ситуаций, планирование ремонтных работ и др.

BIM способствует пространственному мониторингу всех составляющих дорожно-транспортного сооружения, анализу его эксплуатационных показателей и возможных экстремальных нагрузок. Цифровизация активно используется также при проектировании возведения и эксплуатации тоннельных сооружений. В отличие от существующих систем проектирования, инжиниринга и внедрения средств автоматизации и оперативного управления, где при совместной ответственности смежных организаций, идут потери до 30% информации, цифровизация способствует заметному упрощению процесса использования информации всего жизненного цикла.

Практика современного государственного строительства в РФ осуществляется с применением разработок цифрового моделирования, причем процент объектов, возводимых с участием BIM, неуклонно растет. Еще совсем недавно строительная отрасль существенно отставала в сфере цифровизации от остальных отраслей, из-за кардинального консерватизма дорожного строительства. В настоящее время производится интенсивное внедрение современных технологий и разработок: это интеллектуально-цифровое календарно-сетевое планирование, сбор показателей работы машин и механизмов на рабочей площадке и т.д.

Применение цифровых технологий способствует сокращению сроков проектирования минимум в два-три раза, и безусловно сокращению сроков строительства, увеличению производительности каждой единицы техники до 30%.

В сфере в организации дорожного движения цифровизация сейчас развивается большими темпами. В дорожном строительстве цифровизация — все еще на уровне проекта. Это связано в первую очередь с отсутствием актуальной нормативной базы.

Ввиду того, что дорожно-строительная отрасль находится под эгидой Министерства строительства РФ, а главный заказчик - Министерство транспорта, то эффективное совершенствование нормативной базы весьма проблематично. Минстрой внедряет и утверждает переработанные нормативы, в основном для промышленно-гражданского строительства, а у дорожного строительства существуют свои нормативы, которые в подсобных планах не учитываются.

Цифровые проекты функционирования дорог — это, по сути, интеллектуально-информационное управление транспортными потоками, автоматизация сбора платы за проезд по платным трассам, управление и контроль дорожного движения. Такие системы косвенно учитывают непосредственное состояние дорог. Например, в настоящее время в России отсутствуют трассы, включая платные, которые имели бы систему мониторинга состояния дорожного полотна. Таким образом эксплуатирующие организации и контролирующие органы не имеют оперативных данных о состоянии дорог. Оснащение такого рода способствовало бы повышению безопасности и позволило бы контролерам или самим водителям быстро принимать адекватные меры.

Ведущей организацией по интеллектуальной цифровизации среди российских дорожно-строительных компаний считается «Автобан». За последнее время компания реализовала целый комплекс проектов по автоматизации и интеллектуальной цифровизации, а также создала на информационной основе свою собственную нормативную базу для качественной оценки технико-экономической составляющей проектов. Функционирует всеобъемлющая система сбора текущих показателей в режиме онлайн, автоматизированное календарно-сетевое планирование и совокупность клонов на основе информационного моделирования. Внедрение такой системы выводит «Автобан» в абсолютные лидеры на рынке дорожного строительства способного соперничать с зарубежными фирмами. Все технические средства оборудованы датчиками, которые мониторят маршрут, расход горюче-смазочных материалов, объем выполненных работ. Уже используются комплексы 3D-нивели-

рования, включая беспилотные облеты для своевременного реагирования. Вся совокупность показателей выводится в едином информационном пространстве. Это позволяет контролировать экономику и эффективность строительства.

Помехами при реализации нацпроекта руководители отдельных регионов указывают множество причин. Руководство Приморского края, где строится космодром Восточный, называло проблемы в проектно-сметной документации, а также неблагоприятные погодные условия. В Еврейской АО задержки связаны с прошедшими через регион тайфунами и дождями. В Крыму проблемы возникли с оформлением региональных дорог в собственность, что существенно задержало ведение работ.

Рассматриваемые причины действительно являются форс-мажорным препятствием. Большинству инфраструктурных проектов необходима фундаментальная юридическая основа и предварительная экологическая оценка. В дорожных проектах зачастую все зависит от правовой позиции, например, с землеотводами.

Компания «Автобан» акцентирует внимание на проектах государственно-частного партнерства (ГЧП). У компании накоплен достаточный опыт реализации и информация о таких проектах. «Автобан» - лидер на рынке по числу дорожно-строительных проектов в области ГЧП. Государственно-частное партнерство позволяет резко сократить сроки проекта уже на стадии его реализации с учетом внедрения новейших технологий и разработок. Это способствует генеральному подрядчику побеждать в конкурентной борьбе.

Цифровую трансформацию организаций чаще всего курируют финансовые менеджеры т.к. путь решения таких задач лежит в области межфункциональных знаний ИТ-блока и финансового отдела. Это позволяет четко оценивать идеи, инструменты реализации, инициативы и эффективность решений.

В России в широких масштабах реализуется важнейший нацпроект «Безопасные и качественные дороги».

В настоящее время дефектов не получает развития организация строительства дорог из цементобетона, хотя нашим дорожникам она прекрасна известна.

Особо следует обратить внимание на технологию возведения основного дорожного слоя покрытия из цементобетона. За последние пять лет уложено только 7% дорог с бетонным покрытием от всего километража новых дорог. Так на российском юге, дороги на 85% покрыты асфальтом, который плавится и просаживается при температуре + 35оС. Практика, осуществляемая в строительстве взлётно-посадочных полос

аэропортов точно такой же технологии, что и цементобетонные дороги, показывает их неоспоримые достоинства. Зарубежная практика сплошь и рядом показывает эффективность бетонных работ в дорожном строительстве. Дороги в Европейских странах и США как правило бетонные.

Европа больше 30 лет строит свои дороги на основе высокопрочных бетонов и инновационных материалов из бетона и стали. В Советском Союзе бетонные дороги перестали строить в связи с дефицитом цемента на жилищное строительство.

В настоящее время стимулом для совершенствования дорожно-транспортной сферы в России могли бы быть известные майские указы президента, где прописано требование по увеличению жизненного цикла дорог. Существует Правительственное постановление РФ о необходимости роста межремонтных интервалов до 12 лет и временных периодов между капитальными ремонтами дорог до 24 лет. Такие важнейшие задачи могут осуществиться лишь при применении цементобетонной покрытий.

Дальнейшее развитие дорожной отрасли тесно связано с высокоскоростными железнодорожными магистралями. Но и здесь все зависит от технологии: в Китае, Америке и Европе возводятся исключительно жесткие бетонные безбалластные скоростные пути.

В России такие дороги только начинают строиться. Это магистраль Москва-Санкт-Петербург, Москва-Казань.

Прежде наша страна сильно отставала по числу и качеству мостов и эстакад. За последнее время в перечне перспективных проектов появились впечатляющие цифры. К примеру, только по Москве и области сотни проектов уже завершены.

Реконструкции на основе особопрочного фибробетона осуществляется всеми западными странами. В Европе и США компания с помощью этого материала ныне активно реконструирует десятки тысяч мостовых сооружений, возрастом 70-100 лет. Фирма «ЛафаржХолсим», имея ноу-хау для качественного ремонта мостовых сооружений, производит сверхвысокопрочный фибробетон Ductal. Он значительно лучше материалов, привычных российским строителям. Во-вторых, важная область применения Ductal - возведение новых легких и долговечных сооружений. Большой мост - и западные страны это демонстрируют - можно построить с нуля буквально за 30 дней. Прочность этих конструкций сравнима с показателями стали.

Интересным и эффективным направлением в развитии нацпроекта могло бы быть применение так называемых дорожных вяжущих. Такие минеральные смеси дают возможность использовать местный грунт. Эти дорожные вяжущие не используют огромное количество песка, но

создают качественную нижнюю прочную основу для остальных слоев дорожной одежды. Региональные дорожники уже начали применять данную технологию. Использование таких дорожных вяжущих экономит примерно треть общей стоимости строительства трассы. Мощности наших цементных заводов достаточны, чтобы поставить на рынок достаточный объем таких материалов.

Удлинение периода эксплуатации дорог, минимизация эксплуатационных издержек, невозможно без активного использования при их строительстве и реконструкции цементобетонных покрытий и оснований. Известно, что в Европе доля цементобетонных дорог достигает 50%, в США превышает 70%, то в России - не более 3%. Реализация ключевых задач в рамках БКАД пока осуществляется лишь в плане улучшения качества асфальтобетонных покрытий.

Совершенствование национальной дорожной инфраструктуры будет способствовать:

- гарантированному решению задач по организации и поддержанию транспортно-логистических комплексов и комплексов социально-экономического назначения на высоком уровне;
- обеспечению перевода транспортных потоков на российско-китайскую дорожную систему;
- накоплению национального интеллектуального потенциала дорожно-строительной отрасли при осуществлении модернизации имеющихся и будущих универсальных наземных комплексов и развитых логистических систем;
- позиционированию и расширению процедуры строительства дорожной инфраструктуры – технологии строительства комплексных объектов и уникальные технологические процедуры строительно-монтажных работ.

Заключение.

1. Суммарная результирующая по применению новейших технологий и разработок при строительстве дорожного комплекса будет способствовать апробации современных решений и осуществлению кардинального рывка в совершенствовании дорожного строительства в России.

2. Практика использования цифровых технологий сокращает сроки проектирования в несколько раз, и кардинально сократит период строительства и повысит выработку на внедренной техники.

3. Реализации нацпроектов будет способствовать использование новых технологий при устройстве оснований дорог.

4. Широкое внедрение цементобетонных покрытий и оснований позволяет увеличить период службы дорог, уменьшить эксплуатационные издержки.

Список литературы

1. Гайлитис Д.И., Гайлитис В.С. К вопросу цифровизации дорожного строительства. В сборнике: Инновации в строительстве-2022. Материалы международной научно-практической конференции. Брянск, 2022. С. 224-227
2. Колбасин А.М., Гумеров А.Р. Автоматизация дорожного строительства. Отходы и ресурсы. 2020. Т. 7. № 1. С. 12

УДК 691.5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЕРТИКАЛЬНОГО СМЕСИТЕЛЯ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СОВРЕМЕННЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОМПОЗИТОВ

Шкарпеткин Е.А.¹, Орехова Т.Н.¹, Сивальнева М.Н

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова, г. Белгород

В статье рассмотрен вопрос интенсификации процесса смешения различных материалов в смесителе принудительного действия. Представлено описание новой конструкции вертикального смесителя с U-образным рабочим органом, который обеспечивает более равномерное распределение полидисперсных компонентов смеси. Проанализированы факторы, влияющие на продолжительность операций цикла приготовления смеси и производительность смесителя в периодическом режиме работы. Предложены уравнения для расчета времени приготовления смеси и разгрузки смесителя с учетом его конструктивных особенностей. Сформулированы общие выводы.

Ключевые слова: строительные смеси, однородность, смеситель, интенсификация процесса, время цикла, конструктивные параметры, производительность.

DETERMINATION OF STRUCTURAL AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF A VERTICAL MIXER FOR THE PRODUCTION OF MODERN BUILDING COMPOSITES

Shkarpetkin E.A.¹, Orehova T.N.¹, Sivalneva M.N.

1. Belgorod State Technological University named after V. G. Shukhov, Belgorod

The article considers the issue of intensifying the process of mixing various materials in a vertical forced-action mixer. A description of a new

design of a vertical mixer with a U-shaped working body, which provides a more uniform distribution of the mixture components, is presented. The factors influencing the duration of the operations of the mixture preparation cycle and the productivity of the mixer in the periodic mode of operation are analyzed. Equations are proposed for calculating the time for preparing the mixture and unloading the mixer, taking into account its design features. General conclusions are formulated.

Key words: building mixtures, homogeneity, mixer, process intensification, cycle time, design parameters, productivity.

Смесительное оборудование используется во многих отраслях промышленности (химической, металлургической, строительной и др.) для производства полуфабрикатов или товарной продукции в виде сухих порошковых смесей, увлажненных текучих или вязко-текучих растворов на основе твердых и жидких компонентов с различными физико-химическими характеристиками.

В строительной индустрии наибольшее распространение получили смесители двух типов: гравитационные и принудительного действия [1]. Каждый из них обладает своими преимуществами и недостатками, которые учитывают при выборе смесителя для эксплуатации в конкретном производстве.

Однако с усложнением составов современных строительных композитов и повышением требований к их качеству возникла необходимость в более совершенном смесительном оборудовании способном обеспечить высокую производительность и равномерное распределение мелкодисперсных компонентов (добавок), вводимых в смесь в не больших количествах (до 0,5...2 % от общего объема замеса) [2,3].

В связи с этим исследования в области интенсификации процесса смешивания и проектирование новых конструкций смесителей, удовлетворяющих запросам современных производств, являются актуальной научно-практической задачей.

С целью интенсификации процесса приготовления смеси и повышения ее качества был разработан вертикальный смеситель принудительного действия (рис. 1), рабочий орган которого расположен внутри смесительной камеры и выполнен в виде четырех патрубков с цилиндрической винтовой поверхностью (ЦВП), образующих два U-образно изогнутых контура [4].

Смеситель работает следующим образом. Вращающий момент от привода передается через муфту центральному валу и ротору, выполняющему роль подвижного водила. Причем вместе с ротором, благодаря

зубчатою сцеплению, вокруг солнечного колеса по сложной планетарной (циклоидальной) траектории вращаются шестерни-сателлиты с вертикальными валами, которые связаны с изогнутыми патрубками, имеющими возможность совершать движение по периметру камеры и вокруг своей оси симметрии.

Одновременно с началом работы привода в смесительную камеру подаются твердые и/или жидкие компоненты смеси. Они подвергаются воздействию со стороны рабочего органа, который контактирует с ними, увлекает за собой и заставляет перемещаться по круговой траектории. При этом первый (большой) U-образно изогнутый контур перемещает материал в основном у стенок, а второй (малый) – создает дополнительную активную область в центре смесительной камеры, чем увеличивает общую зону смешивания.

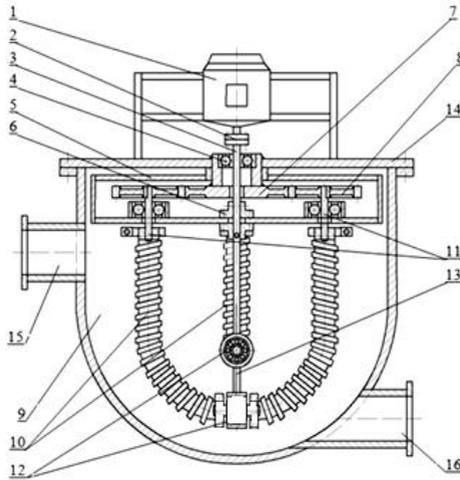


Рис. 1. Конструкция смесителя с U-образным рабочим органом:
1 - электродвигатель; 2, 6 - муфта; 3 - центральный вал; 4 - подшипник; 5 - ротор; 7 - солнечное колесо; 8 - шестерни (сателлиты); 9 - смесительная камера; 10 - рабочий орган; 11 - вертикальные валы; 12 - узлы крепления осей; 13 - переключатель; 14 - крышка; 15 - загрузочный патрубок; 16 - выгрузочный патрубок

В свою очередь, винтовые поверхности захватывают компоненты, попавшие в пространство между канавками, увлекают в направлении навивки спирали, т.е. заставляют циркулировать по высоте смеситель-

ной камеры (сверху вниз и снизу вверх) одинаково равномерно у ее стенок и по центру. В результате чего обеспечивается более интенсивное взаимное проникновение верхних и нижних слоев смеси между собой, что повышает однородность смеси [4].

Далее рассмотрим факторы, влияющие на продолжительность операций цикла приготовления смеси и производительность смесителя в периодическом режиме работы.

Производительность смесителя ($Q_{см}$, м³/ч) в периодическом режиме зависит от объема замеса и продолжительности цикла смешивания. Она может быть рассчитана из следующих уравнений [1, 5]:

$$Q_{см} = V_{зм} z k_{исч} = V_{к} k_{в} \left(\frac{3600}{t_3 + t_n + t_p + t_{вс}} \right) k_{исч}, \quad (1)$$

где $V_{зм}$ – объем готового замеса, м³; $V_{к}$ – вместимость камеры смесителя по загрузке, м³; $k_{в}$ – коэффициент выхода смеси; z – число замесов в час (приведенное к целому значению); $k_{исч}$ – коэффициент использования смесителя по времени; t_3 – время загрузки компонентов смеси, с; t_n – время смешивания, с; t_p – время разгрузки, с; $t_{вс}$ – время выполнения вспомогательных операций, с.

Длительность загрузки компонентов в камеру смесителя зависит от способа загрузки (ручного или автоматического) и определяется с учетом производительности ручного труда или загрузочных устройств (дозаторов, питателей):

$$t_3 = V_{к} / Q_3, \quad (2)$$

где Q_3 – производительность по способу загрузки, м³/ч.

Время выполнения вспомогательных операций явно не связано с конструктивными параметрами смесителя и обычно определяется из конкретных условий эксплуатации, а в предварительных расчетах принимается по справочной литературе или из рекомендаций к расчету смесителей-аналогов.

Продолжительность перемешивания целесообразно определить как отношение объема загрузки смешиваемых материалов к производительности смесителя по одному замесу. Эта производительность зависит от числа циркулирующих необходимых для получения смеси требуемой однородности и с учетом того, что рабочий орган представляет собой два U-образно изогнутых контура с ЦВП, работающих по принципу шнека, может быть рассчитана из следующих уравнений [6, 7]:

$$Q_{зм} \geq c V_{зм} / t_n, \quad (3)$$

$$Q_{зм} = \frac{\pi}{4} d^3 (1 - k_1^2) k_2 n k_3, \quad (4)$$

где $Q_{3м}$ – производительность по одному замесу для одного контура, м³/ч; $d_в$ и $d_{вн}$ – внешний и внутренний диаметр ЦВП, м; h_{uu} – шаг навивки спирали, м; n – частота вращения ЦВП, с⁻¹; k_3 – коэффициент загрузки ЦВП; $k_1 = d_в/d_{вн}$ – отношение внешнего и внутреннего диаметра; $k_2 = h_{uu}/d_в$ – отношение шага навивки спирали и внешнего диаметра; c – количество циркуляций.

Смеситель оснащен двумя (или большим количеством) U-образных контуров, обеспечивающих циркуляцию материала за счет вращения ЦВП и их перемещения по периметру камеры (планетарного движения рабочего органа), что должно быть отражено в расчетах. Тогда уравнение для вычисления продолжительности перемешивания примет вид:

$$t_n = \frac{cV_{3м}}{\frac{\pi}{4}d_в^3(1-k_1^2)k_2n k_3 i k_i}, \quad (5)$$

где i – количество рабочих контуров, шт; k_i – коэффициент интенсивности смешивания.

Объем готового замеса с учетом конструкции камеры смесителя может быть определен следующим образом (рис. 2):

$$V_{3м} = V_з k_{3н} k_в = \left(\frac{2}{3} \pi R_{сф}^3 + \pi R_ц^2 H_ц \right) k_{3н} k_в, \quad (6)$$

где $V_з$ – геометрическая вместимость камеры смесителя, м³; $k_{3н}$ – коэффициент заполнения камеры материалом; $R_{сф}$ – радиус полусферической части камеры, м, $R_ц$ – радиус цилиндрической части камеры, м; $H_ц$ – высота цилиндрической части камеры, м.

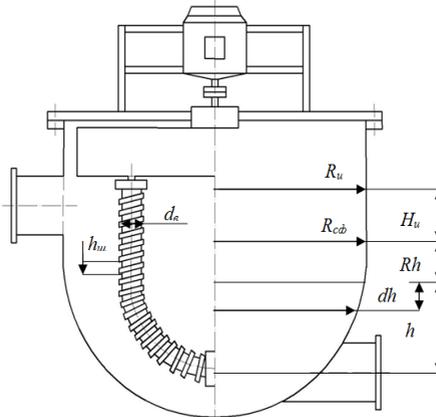


Рис. 2. Схема половины вида и разреза к расчету смесителя

Время необходимое для разгрузки смесителя может быть определено с использованием известной методики расчета истечения вязкой жидкости из сосуда переменного сечения (сферической формы) [8].

Из предположений, что за время dt высота слоя материала dh в камере смесителя (рис. 2) уменьшится, т.е. из нее вытечет некоторое количество смеси Vdt , объем которой равен ее расходу через отверстие площадью s со скоростью v , получим уравнение:

$$-\pi R^2 dh = Vdt = svdt, \quad (7)$$

или

$$-\pi R^2 dh = s\sqrt{2gh}dt, \quad (7)$$

где $\mu\sqrt{2gh}$ – скорость истечения, м/с; $s = s_0\mu$ – фактическая площадь разгрузочного отверстия, м²; R – радиус сечения смесительной камеры на уровне слоя ($R \leq R_{сф}$), м; h – высота слоя материала, м.

Принимая, что $R^2 = R_{сф}^2 - (R_{сф} - h)^2 = 2Rh - h^2$ получим дифференциальное уравнение процесса:

$$-\pi(2Rh - h^2)dh = s\sqrt{2gh}dt, \quad (8)$$

После разделения переменных, интегрирования (от $h=0$ до $h=H_0$; $t=0$ до $t=m$ (промежуток времени истечения)) и преобразования получим общее решение выражения (13):

$$t = -\frac{\pi}{s\sqrt{2g}} \left(\frac{4}{3} Rh^{\frac{3}{2}} - \frac{2}{5} h^{\frac{5}{2}} \right) + C, \quad (9)$$

Найдем C из начальных условий ($t=0, R=h$):

$$C = \frac{\pi}{s\sqrt{2g}} \frac{14}{15} R^{\frac{5}{2}}, \quad (10)$$

С учетом C , знака «-» перед произведением (9) и условиями завершения процесса ($t=T$ и $h=0$) окончательно получим:

$$t = \frac{14\pi R^2}{15s} \sqrt{\frac{R}{2g}}. \quad (11)$$

Таким образом, вертикальный смеситель с U-образным рабочим органом новой конструкции обеспечивает более равномерное распределение компонентов по всему объему замеса, то есть повышает качество

смесей при производстве современных строительных композитов. В уравнениях для расчета продолжительности операций цикла приготовления смеси и производительности в периодическом режиме работы учтены конструктивные особенности смесителя, что позволит более обоснованно подходить к вопросу проектирования конструкций этого оборудования различных типоразмеров.

Работа выполняется при поддержке комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства «Создание высокотехнологичной системы подготовки оборотной воды обогатительной фабрики АО «Севералмаз» с переработкой отходов в товарную продукцию» (постановление Правительства РФ от 09.04.2010 П-218, 15 очередь).

Список литературы

1. Механическое оборудование для производства керамических и огнеупорных изделий: в 2 ч.: учебник / В.С. Севостьянов, Н.Н. Дубинин, В.И. Уральский, М.Т. Макридина. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2011. – 253 с.
2. Бородулин Д. М. Методы интенсификации процесса смешения дисперсных материалов в непрерывнодействующем смесителе центробежного типа // Техника и технология пищевых производств. – 2012. – №4 (27). – С. 81-87.
3. Ханин С.И. Исследование изменения концентрации ключевого компонента сухой смеси в горизонтальном лопастном смесителе с цилиндрическими стержнями / С.И. Ханин, В.П. Воронов, Н.О. Кикин, О.С. Мордовская // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – 2022. – № 2. – С. 94-101.
4. Патент №210441 Российская Федерация, МПК В28С 5/00 (2006.01). Смеситель с гибким рабочим органом: №2021137980: заявл 21.12.2021: опубл. 15.04.2022 / Шкарпеткин Е.А., Орехова Т.Н., Пирожков А.В.; заявитель ФГБОУ ВО БГТУ им. В.Г. Шухова. – 8 с.
5. Назаров В.И. Переработка и утилизация дисперсных материалов и твердых отходов: учебное пособие / Н.М. Рагозина, Д.А. Макаренков, В.Г. Четвертаков; под общей редакцией В.И. Назарова. – Москва: Альфа-М: НИЦ ИНФРА-М, 2014. – 464 с.
6. Черкасов Р.И. Методика и алгоритм расчета параметров вертикального шнека смесителя сыпучих материалов // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 8-1. – С. 79-82.
7. Гринев И.О., Адигамов К.А., Минаев А.Ю., Черкасов Р.И., Черненко Г.В. Программа для расчёта диаметра шнека смесителя сыпучих материалов // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2019. – № 8. – С. 114-118.
8. Юдаев, В. Ф. Гидравлика : учебное пособие / В.Ф. Юдаев. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : ИНФРА-М, 2021. – 423 с. DOI 10.12737/996354.

УДК 691.4

РЕКУЛЬТИВАЦИЯ ХВОСТОХРАНИЛИЩ – КАК ПОСЛЕДНИЙ
ЭТАП ЗАМКНУТОГО ЦИКЛА ПРОИЗВОДСТВА СТРОИТЕЛЬНЫХ
МАТЕРИАЛОВ

Шкарпеткин Е.А., Орехова Т.Н., Таволжанский М.Р.

*Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия*

Аннотация. Земли, образующиеся в результате флотации и утилизации хвостохранилищ, именно они не обладают биотическим потенциалом, поэтому необходимо применять современные методы рекультивации, чтобы эти земли имели определенное назначение. Чтобы провести успешную рекультивацию, необходимо сначала удалить воду из хвостохранилища. Обезвоживание может производиться несколькими способами в зависимости от применения/использования местности после рекультивации. Процесс обезвоживания может быть осуществлен путем нанесения геотекстиля с тканой сеткой, а затем добавления шихты на хвостохранилища или путем подготовки вертикальных свай и добавления шихты. Если на участке, где находится хвостохранилище, предполагается строительство зданий, необходимо, чтобы хвостохранилище соответствовало геомеханическим условиям. При рекультивации хвостохранилищ лучше всего, если хвосты флотации будут полностью изолированы от гумусового материала путем размещения геосинтетических материалов (геотекстиль, геомембрана, дренажный геокомпозит, георешетка). Следовательно, перед нанесением гумуса укладываются геосинтетические материалы и обеспечивается изоляция хвостохранилищ, стабильные условия, защита от эрозии. Для более успешного появления растительности на склонах хвостохранилищ может быть использован современный материал Biotas S/C, материал из кокосовых орехов и соломы, объединенный с полипропиленовой сеткой, который используется для рекультивации в РФ.

Ключевые слова: обезвоживание, геосинтетические материалы, растительность.

Земля, образующаяся в результате осадения хвостохранилищ из-за высокого содержания вредных компонентов, представляет собой широкий спектр потенциальных проблем для окружающей среды ближнего и дальнего зарубежья. Эти земли не обладают биотическим потенциалом, и чтобы свести их воздействие на окружающую среду к мини-

муму, необходимо провести рекультивацию, чтобы их можно было использовать снова. Рекультивация - это комплекс мер по восстановлению продуктивности поврежденных земель и улучшению состояния окружающей среды. Существует два типа восстановления: - Техническая и - Биологическая рекультивация. Прежде чем начнется процесс реабилитации, сначала необходимо слить воду из хвостохранилища флотации, поэтому при определенных процедурах необходимо провести сушку хвостохранилища.

В данной статье поставлена задача исследования рекультивации хвостохранилищ, эффективности технологического процесса.

Местность, поднятая из флотационного материала, может иметь различное назначение: земли для сельского хозяйства, лесоводства, строительства объектов, строительства дорог и т.д. Независимо от назначения поля необходимо выполнить удаление воды из грунта. Одним из способов обезвоживания хвостохранилищ является вытеснение воды путем добавления груза, в то время как второй способ заключается в установке вертикального дренажа и увеличении нагрузки на хвостохранилище (в некоторых случаях высотой в несколько метров) с целью вытеснения выделяющихся вод. Для хвостохранилищ небольшой высоты сначала на флотационную жидкую массу должен быть уложен высокопрочный геотекстиль с крупной тканой сеткой (Рис. 1), затем должен быть уложен песчаный материал (Рис. 2), который является компактным и, таким образом, осуществляется выдавливание воды и создается твердый грунт. В случае, если вам нужен достаточно прочный грунт, вы можете уложить еще несколько слоев высокопрочного геотекстиля в сочетании с песком и таким образом произвести армирование грунта.

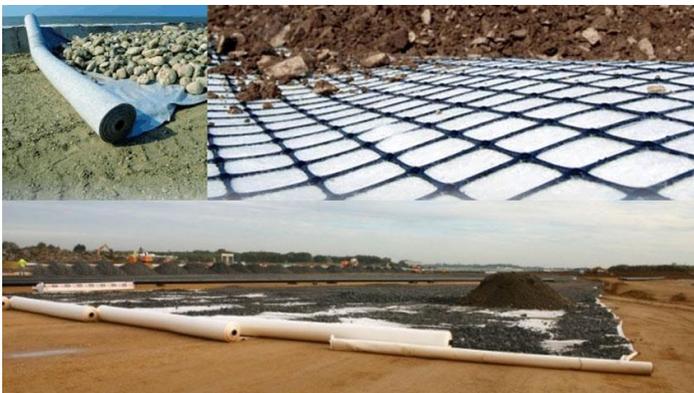


Рис. 1 Установка высокопрочного геотекстиля с георешеткой



Рис. 2 Схватывание песчаного материала и выдавливание воды

Укладка высокопрочного геотекстиля производится таким образом, что первые рулоны геотекстиля сливаются друг с другом и соединяются трубой. На геотекстиль укладывается крупная вязаная сетка, которая перекрывается геотекстилем. Стальной трос проходит через трубу, по которой производится вытягивание подготовленного отрезка с помощью машины.

На хвостохранилищах с большей высотой ситуация более сложная. Удовлетворяя геомеханическим условиям для более высоких хвостохранилищ, необходимо сначала выполнить дренаж (Рис. 3, Рис. 4), а затем сделать сваи-дренажи и засыпать их (сваи из геосинтетических материалов) с песчаным материалом (Рис. 5). В зависимости от требуемой несущей способности на поверхности грунта применяются различные методы изготовления свай, такие как: вибрация во время бурения для уплотнения материала, добавление песка под давлением, армирование железными прутьями и заливка жидким бетоном. На каком расстоянии будут установлены сваи, зависит в первую очередь от землепользования и требуемой несущей способности грунта. После изготовления свай на ровной местности будет уложен высокопрочный геотекстиль, на склонах будут размещены георешетки для дополнительной стабилизации рельефа.

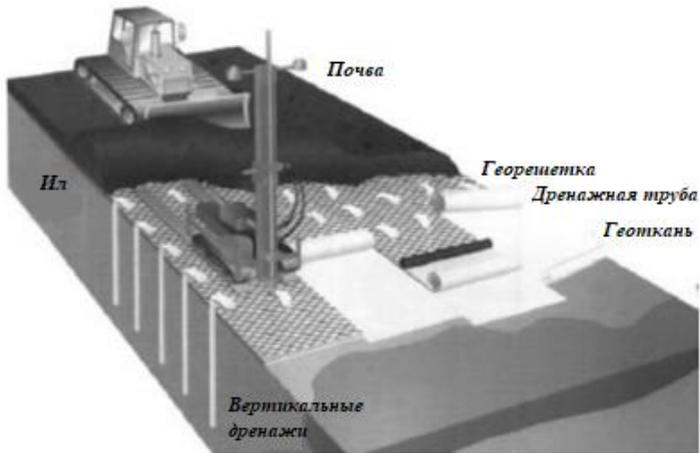


Рис. 3 Дренаж хвостохранилища

Техническая рекультивация является важным этапом процесса реабилитации и требует значительных финансовых ресурсов. Техническая рекультивация проводится до биологической и включает в себя мероприятия по подготовке земельного участка, изоляции хвостохранилищ флотации и меры по восстановлению гумусового слоя. Для проведения эффективной технической рекультивации необходимо поверх хвостохранилища уложить геосинтетические материалы, такие как: геотекстиль, геомембраны, дренажные геоконпозиты, георешетки, а затем распределить гумусовый материал толщиной 30×70 см (Рис. 7).



Рис. 4 Дренаж хвостохранилища

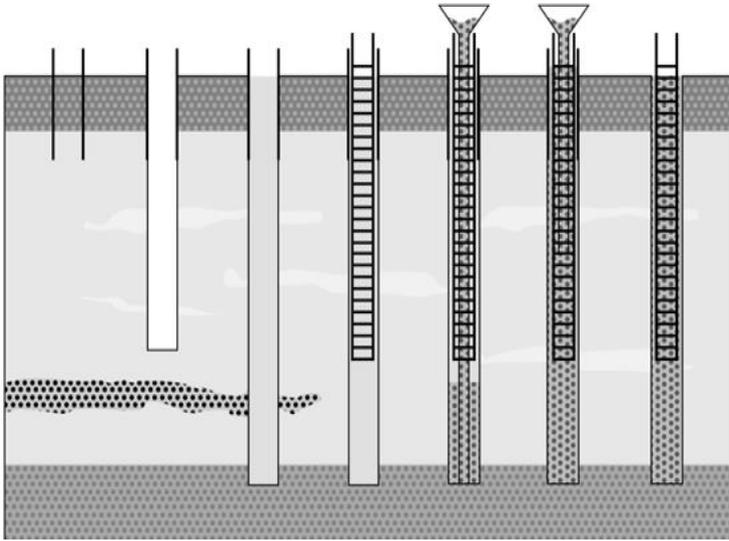


Рис. 5 Представление схемы по изготовлению свай



Рис. 6 Современные материалы для технической рекультивации

С применением геосинтетических материалов осуществляется полная изоляция хвостохранилища и формируются местности со стабильными и безопасными участками и склонами (Рис. 6). Биологическая рекультивация - это продолжение технической рекультивации, реабилитации, которая включает в себя комплекс биотехнологических, агротехнических, ирригационных и других мероприятий с целью восстановления плодородия территории в соответствии с новой создавшейся ситуацией на местах. Биологическая рекультивация зависит от будущего землепользования, а также климатических и педологических условий местности

Биологическая рекультивация может быть направлена на создание искусственных лесов, сельскохозяйственных культур, декоративных сообществ или центров отдыха. Независимо от будущей цели этого процесса, должна быть сформирована плодородная земля и устойчивый растительный покров с репродуктивной способностью, аналогичной местным землям и видам растений поблизости. Благодаря рекультивации путем лесовосстановления в течение определенного времени будут достигнуты значительные результаты с полным и постоянным восстановлением или реабилитацией нарушенных экосистем. Учитывая, что рекультивация путем облесения не только обеспечивает постоянное восстановление и ревитализацию земель, ожидается также получение некоторых лесных экосистем, которые будут иметь множество целей. Эти леса, несмотря на защитную функцию, в будущем, по прогнозам, будут выполнять экономическую и эстетическую декоративную функцию.



Рис. 7 Борьба с эрозией с помощью георешетки

При отборе семян злаковых культур предпочтительнее выбирать травы, обладающие большей приспособляемостью к климатическим условиям. Для этой цели вы можете приготовить на выбор смесь семян. Сезонные травы играют важную роль в сельском хозяйстве и садоводстве. Травы создают пастбища для скота, а также предотвращают эрозию земель, которые не подходят для выращивания сельскохозяйственных культур, но могут быть средой обитания дикой природы и способствуют восстановлению земель. Для более успешного зарастания растительности на склонах хвостохранилищ можно использовать современный материал Биомас S/C. Биомас S/C - это биоразлагаемое покрытие, изготовленное из смеси полностью биоразлагаемых волокон, скрепленных в процессе производства.

Для более успешного зарастания растительности на склонах хвостохранилищ можно использовать современный материал Биомас S/C. Биомас S/C - это биоразлагаемое покрытие, изготовленное из смеси полностью биоразлагаемых волокон, скрепленных в процессе производства. Волокна укладываются на слой целлюлозы и армируются полипропиленовой сеткой. Биомас S/C состоит из смеси соломы и кокосового волокна. Он выпускается в рулонах и очень прост в установке (Рис. 8). Укладка рулонов производится таким образом, чтобы соседние рулоны перекрывали друг друга примерно на 10 см. Армирование Биомас S/C обычно выполняется железными или деревянными анкерами (Рис. 9).



Рис. 8 Биомас S/C для более эффективной рекультивации



Рис. 9 Усиление Biomas S/C



Рис. 10 Фаза выращивания травы с использованием Biomas S/C

Уход за обработанными склонами при таком способе значительно меньше по сравнению с классическими методами рекультивации. Биомат S/C в качестве покрытия склонов обеспечивает временную защиту от эрозии до тех пор, пока растительность на склоне не восстановится (

Рис. 10). При таком укрытии растения будут обеспечены благоприятной влагой и питанием за счет удобрения, которое образуется при разложении кокосовых волокон и соломы. В очень засушливые периоды потребуется проведение орошения площадей, покрытых Биомат S/C, для достижения большей способности к озеленению. В течение 2-3 лет покрытие Биомат S/C будет разлагаться, и этого времени будет достаточно, чтобы земля покрылась травой.

Этот материал уже использовался для обработки откосов и в РФ были достигнуты отличные результаты

При рекультивации склонов для предотвращения поверхностной эрозии можно использовать геокомпозитный материал (Рис. 11). Геокомпозит - это легкая и гибкая альтернатива, предназначенная для обеспечения развития сильной растительности для постоянной защиты склонов от эрозии. Он выполнен в виде сетки, созданной с открытой структурой из полиамидных волокон, объединенных в поперечные сечения, причем 90% их объема свободно и заполнено перегноем и семенами для травы, с таким сетчатым материалом растительность легко выращивать (рис. 12).



Рис. 11 Геокомпозит



Рис. 12 Фаза выращивания травы с использованием геокомпозита

В результате проведенного анализа при применении современных методов рекультивации на хвостохранилищах достигаются значительные преимущества для окружающей местности, в первую очередь это восстанавливает занятые земли, окружающая территория защищена от загрязнения воздуха, улучшаются условия окружающей среды и становится возможным облесение. От осуществления рекультивации в будущем выиграют животноводство, лесоводство, сельское хозяйство. Кроме того, с точки зрения использования этих рекультивированных территорий возможно строительство дорог, зданий и т.д., при соблюдении геомеханических условий.

Работа выполняется при поддержке комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства «Создание высокотехнологичной системы подготовки оборотной воды обогатительной фабрики АО «Севералмаз» с переработкой отходов в товарную продукцию» (постановление Правительства РФ от 09.04.2010 П-218, 15 очередь).

Список литературы

1. УЭСКЕР, (2005). Проектирование с использованием геосинтетических материалов. Костадинов, Жж. (2012). Проектирование с использованием современных материалов для защиты окружающей среды от хвостохранилищ, Университет Гоце Делчев, Stip.

2. Ковда В.А. Происхождение и режим засоленных почв. т. 1. Издательство академии наук СССР. – М.:1998. – 563 с
3. Ивановский Д.И. Физиология растений. Издание второе с дополнениями проф. Худякова Н.Н. – М.: Госиздательство, 1997. – 550 с
4. Чемезов В.В., Коврыжников В.Л. Землепользование и рекультивация нарушенных земель при разработке месторождений золота и алмазов. Пособие по разработке проектов рекультивации нарушенных земель. – Иркутск: Изд-во ОАО «Иргиредмет», 2007 – 330с.
5. Колесников С. И. Разработка региональных нормативов химического загрязнения почв юга России // Почвоведение — продовольственной и экологической безопасности страны: Тезисы докладов 7 Съезда Общества почвоведов. Белгород, 15-22 августа. Ч. 2. 2016. Белгород. С. 81.
6. Капелькина Л. П., Скорик Ю. И., Венцулис Л. С. Использование осадка сточных вод для рекультивации земель на полигонах ТБО // Экология и промышленность России. 2009. № 9. С. 52 - 59.

Научное издание

**ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУ-
ДОВАНИЕ В МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ, ДОРОЖНОЙ
И СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛЯХ - 2023**

Материалы международной научно-практической
конференции

Ответственный за выпуск: Романович А.А.
Компьютерная верстка: Любимый Н.С.

Подписано в печать 15.09.23. Формат: 60x84/16. Усл.печ.л. 16,7. Уч.изд.л. 18,0.
Тираж 50 экз. Заказ 123. Цена договорная.
Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете
им В.Г. Шухова
308012, г. Белгород, ул. Костюкова 46

