

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ

**СТРОИТЕЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

ИНТЕРСТРОЙМЕХ–2018

Сборник докладов XXI Международной
научно-технической конференции

(г. Москва, 8–12 октября 2018 г.)



© Национальный исследовательский
Московский государственный
строительный университет, 2018

ISBN 978-5-7264-1896-4

УДК 621.86+65.011.56+69.002.5
ББК (38.6 – 44)+(38.6 – 5)+32.966
И68

Редакционная коллегия:

С.Я. Галицков, Б.Г. Ким, Е.М. Кудрявцев, Р.Р. Шарапов

И68 **Интерстроймех–2018** [Электронный ресурс] : сборник докладов XXI Международной научно-технической конференции (г. Москва, 8–12 октября 2018 г.) / ред. кол.: [С.Я. Галицков и др.]; М-во науки и высшего образования Рос. Федерации, Нац. исследоват. Моск. гос. строит. ун-т. — Электрон. дан. и прогр. (22 Мб) — Москва : Издательство МИСИ – МГСУ, 2018. — Режим доступа: <http://mgsu.ru/resources/izdatelskaya-deyatelnost/izdaniya/izdaniya-otkr-dostupa/>. — Загл. с титул. экрана.
ISBN 978-5-7264-1896-4

В сборнике представлены материалы XXI Международной научно-технической конференции «Интерстроймех–2018», посвященные вопросам теории, конструкции, расчета, эксплуатации и ремонта подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования.

Для научных и инженерно-технических работников, а также для аспирантов и студентов технических вузов.

Научное электронное издание

*Материалы публикуются в авторской редакции.
Ответственность за достоверность сведений, приведенных
в опубликованных материалах, несут авторы.*

© Национальный исследовательский
Московский государственный
строительный университет, 2018

Ответственный за выпуск *Е.М. Кудрявцев*

Институт инженерно-экологического строительства и механизации
<http://iiesm.mgsu.ru/universityabout/Struktura/Instituti/ИЕСМ/>
Тел. +7 495 730 62 53
E-mail: iiesm@mgsu.ru

Компьютерная верстка — *А.М. Азарков*

Для создания электронного издания использовано:
Microsoft Word 2007, ПО Adobe Reader

Подписано к использованию 03.10.2018 г. Объем данных 22 Мб.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Национальный исследовательский
Московский государственный строительный университет».
129337, Москва, Ярославское ш., 26.

Издательство МИСИ – МГСУ.
Тел.: (495) 287-49-14, вн. 13-71, (499) 188-29-75, (499) 183-97-95.
E-mail: ric@mgsu.ru, rio@mgsu.ru

Патриарх отечественного экскаваторостроения 120-летию со дня рождения Н.Г. Домбровского посвящается



Николай Григорьевич Домбровский родился 5 июня 1898 года в Варшаве в семье земского врача Григория Домбровского, погибшего в экспедиции на пути к большому в годы революции 1917 года. В 1922 году Николай Григорьевич, получив домашнее образование, поступил на работу в Государственную экскаваторную контору в городе Ленинграде, начав свою трудовую деятельность рабочим бригады парового экскаватора на Онежском озере. Как техник-практик, отсюда был командирован на строительные работы по сооружению Кондопожской гидростанции. Здесь до 1925 года работал в должности старшего десятника, техника и начальника участка.

Возвратившись в Ленинград, Николай Григорьевич продолжал работать техником в Государственной экскаваторной конторе и одновременно учиться в Ленинградском институте путей сообщения. В 1930 году окончил этот институт, получив диплом инженера путей сообщения.

В дальнейшем Н.Г. Домбровский работал на стройках, ремонтном заводе в должности техника и мастера по ремонту экскаваторов. Полученные знания и производственный опыт позволил ему с 1928 года вести педагогическую работу. Он читал лекции по конструкции и эксплуатации экскаваторов в Ленинградском институте инженеров путей сообщения, преподавал на курсах по повышению квалификации при этом институте и на курсах экскаваторных бригад Народного комиссариата путей сообщения (НКПС).

В 1929 году Н.Г. Домбровский поступает старшим конструктором на завод «Красный Путиловец». Вскоре он направляется заводом в длительную командировку на ведущие стройки страны (Турксиб, Днепрострой и др.) для ознакомления с работой строительных машин и отбора лучших типов для их производства на заводе «Красный Путиловец». Созданный Николаем Григорьевичем типаж экскаваторов был утвержден ВСНХ для выпуска в СССР.

В 1931 году постановлением ВСНХ Н.Г. Домбровский был назначен главным инженером Всесоюзной технической конторы экскаваторостроения, организованной при его участии.

За период 1931 - 1935 гг. под руководством и при участии Николая Григорьевича были спроектированы и освоены производством отечествен-

ные модели одноковшовых и многоковшовых экскаваторов на Воткинском, Костромском, Кунгурском, Московском, Дмитровском и Ковровском заводах.

Н.Г. Домбровский являлся инициатором и организатором специальности «экскаваторостроение» в Ленинградском машиностроительном (в дальнейшем политехническом) институте, где он с 1930 года заведовал кафедрой экскаваторостроения. Выпускники кафедры работали ведущими конструкторами экскаваторных заводов, способствуя развитию отечественного экскаваторостроения. Одновременно Николай Григорьевич организовал конструкторское экскаваторное бюро на Уралмашзаводе, где в течение многих лет был научным консультантом.

За период 10-летней педагогической деятельности в Ленинградском машиностроительном институте им были разработаны учебные программы по новым дисциплинам, созданы специальные кабинеты и лаборатории, организовано дипломное проектирование по специальности.

В это время Н.Г. Домбровский выполнил ряд научных работ, опубликовал свыше 60 трудов и монографию «Экскаваторы». Проведенные исследования явились основой его докторской диссертации «Основы теории производительности экскаваторов» (1940 г.). В 1951 году диссертация в виде монографии «Повышение производительности одноковшовых экскаваторов» была переведена на немецкий и чешский языки. Предложенные разработки Н.Г. Домбровского позволили поставить на научную основу нормирование работы экскаваторов и теорию их расчета. Материалы диссертации широко использовались проектными организациями и предприятиями.

Н.Г. Домбровский принимал активное участие в работах Госплана СССР и Наркомстроя СССР по организации производства строительного оборудования в стране. С 1938 по 1940 гг. он являлся штатным консультантом Куйбышевского гидроузла по выбору и заказу оборудования, проектированию механизации земляных работ. Выдвинутые им положения были использованы и внедрены при строительстве канала Волга-Дон, где были применены первые в СССР шагающие экскаваторы, мощные самосвалы грузоподъемностью 25 т и тракторные скреперы с ковшем вместимостью 15 м³.

Н.Г. Домбровский участвовал в работе Комиссии Академии наук в СССР по транспортным проблемам. Благодаря своей энергии он организовал проектирование и производство экскаваторов на Уральском и Новокраматорском заводах тяжелого машиностроения.

С декабря 1946 г. Н.Г. Домбровский работал начальником отдела механизации открытых горных и земельных работ Технического совета Совмина СССР.

За участие в создании экскаваторов СЭ-3 и ЭШ-14/65. Николай Григорьевич был награжден Государственными премиями III степени в 1947 году и I степени в 1950 году.

Являясь заместителем председателя Технико-экономического Совета Госкомитета Совета Министров СССР по машиностроению и автоматизации, Н.Г. Домбровский большое внимание уделял вопросам межотраслевой унификации машин для механизации трудоемких работ в строительстве, сельском, коммунальном и лесном хозяйстве.

С 1946 по 1987 год Н.Г. Домбровский заведовал кафедрой строительных и дорожных машин в МИСИ им. В.В. Куйбышева. За время своей научной и педагогической деятельности он подготовил 32 кандидатов и 5 докторов технических наук. Активно участвовал в работе ряда министерств, научно-исследовательских институтов, редакций научно-технических и производственных журналов. Являлся председателем секций Научно-технического Совета Министерства строительного, дорожного и коммунального машиностроения, председателем Ученого Совета механического факультета МИСИ им. В.В. Куйбышева, членом президиума Научно-технического Совета Министерства высшего и среднего специального образования СССР и РСФСР.

За время своей инженерной научной и педагогической деятельности Н.Г. Домбровский опубликовал свыше 140 научных трудов и более 100 журнальных и газетных статей, ряд учебников по землеройным машинам для студентов высших и средних учебных заведений.

Н.Г. Домбровский был крупным ученым – основателем отечественной школы экскаваторостроения. Его основные труды, посвященные расчету, конструкции и проблемам эксплуатации одноковшовых экскаваторов, являются основополагающими в науке по землеройной технике.

Своим самоотверженным и плодотворным трудом на благо отечественной науки, производства и образования Николай Григорьевич Домбровский оставил яркий творческий след в судьбе и истории нашего отечества. В день 120-летия со дня рождения этого уникального ученого-гражданина многие его ученики и последователи выражают благодарственные чувства за годы полезного с ним сотрудничества и общения. Николай Григорьевич Домбровский по-прежнему остается с нами.

*Профессора И.Л. Ципурский, Ю.И. Густов, Р.Р. Шаранов
кафедры «Механизация строительства» НИУ МГСУ*

РАЗДЕЛ I. ТЕОРИЯ, КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ СТРОИТЕЛЬНЫХ, ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, ДОРОЖНЫХ, КОММУНАЛЬНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

В.Ю. Анцев, Г.В. Селиверстов, К.С. Коломиец

Расчет на усталость металлоконструкций кранов при воздействии коррозии

Тульский государственный университет, г. Тула, Россия

Грузоподъемные краны широко применяются практически во всех отраслях народного хозяйства при технологических, погрузочно-разгрузочных, монтажных, складских и других работах. В настоящее время следует уделить особое внимание проблеме ухудшения технического состояния подъемных кранов во многих округах Российской Федерации.

Обнаруженные во время обследований дефекты и повреждения металлических конструкций кранов являются следствием следующей совокупности причин: низкого качества металла (малоуглеродистая сталь); неудовлетворительного конструктивного решения; неудовлетворительного качества изготовления и монтажа отдельных элементов; агрессивности окружающей среды; эксплуатации кранов в непредусмотренном режиме, плохом уходе и ремонте [1-6].

Особо выделим коррозионное повреждение, которое приводит к снижению несущей способности конструкции за счет уменьшения сечения конструктивного элемента и развитию многочисленных усталостных трещин при коррозии под напряжением.

Основной целью решения проблемы коррозионного изнашивания крановых металлоконструкций является продление сроков эксплуатации до их морального износа. До настоящего времени она не решена в мировом масштабе.

При проведении обследования грузоподъемного крана визуальный осмотр предшествует проведению ультразвуковой толщинометрии [7]. Согласно существующим в настоящий момент руководящим документам, предлагается проводить ультразвуковую толщинометрию нижнего пояса балок коробчатого сечения, как элемент металлоконструкции наиболее сильно подверженный коррозионно-механическому изнашиванию, как результате скопления во внутренних полостях главных балок крана влаги.

На основании полученных результатов выполняется оценка влияния коррозии несущих элементов металлоконструкции.

Из опыта эксплуатации мостовых кранов известно о сильной коррозии нижнего пояса, на чем основана методика проведения ультразвуковой толщинометрии металлоконструкций. Высокая степень коррозии нижнего пояса объясняется невозможностью возобновления защитных лакокрасочных покрытий внутренних площадей балки и скоплением влаги как результат конденсации воздуха. Поэтому, коррозионные повреждения верхнего и нижнего поясов следует считать сопоставимыми.

На основании полученных результатов выполняется оценка влияния коррозии несущих элементов металлоконструкции.

Из опыта эксплуатации мостовых кранов известно о сильной коррозии нижнего пояса, на чем основана методика проведения ультразвуковой толщинометрии металлоконструкций.

Коррозия же боковых стенок развивается неравномерно, достигая максимального значения в узлах соединения с нижним поясом, что происходит в результате стекания влаги. Скорость коррозии в этом узле меньше максимально наблюдаемой, но риск сквозного разрушения гораздо выше. Это связано с возможностью одновременного повреждения как внешней, так и внутренней поверхностей стенки, в результате чего скорость коррозии увеличивается вдвое. Другую опасность представляет масштабный фактор. Как известно при расчете и конструировании мостовых и козловых кранов обычно толщина поясов принимается больше толщины боковых стенок в 1,5–2 раза, то есть при сопоставимых значениях скорости коррозии (рис. 1) стенка разрушится быстрее.



Рис. 1. Сквозное коррозионное разрушение стяжки козлового крана

В настоящее время для контроля коррозионных повреждений наиболее часто применяют метод визуального контроля [7]. Его применяют для поиска поверхностных дефектов коррозионных повреждений, доступных для непосредственного осмотра, а также для анализа характера и определения типа поверхностных дефектов. Он заключается в том, что определяют места коррозионного повреждения и визуально оценивают состояние материала. К недостаткам метода относят высокую субъективность при оценке степени коррозионной поврежденности.

Кроме этого также применяется способ контроля коррозионного повреждения с помощью ультразвуковой толщинометрии, заключающейся в том, что определяют очаг коррозионного повреждения, устанавливают на него ультразвуковой датчик и определяют остаточную толщину материала не задетого коррозией. К недостаткам ультразвукового метода относится невозможность определения поврежденности материала при наличии коррозии поверхностного слоя, когда толщина материала практически неизменна. Однако, даже при такой коррозии происходит изменение механических свойств материала, что приводит к снижению его прочности [8].

Для устранения перечисленных недостатков был разработан метод автоматизированного контроля, задачами которого являлись повышение надежности и разрешающей способности диагностики поверхностных коррозионных повреждений металлоконструкций с возможностью наблюдения кинетики процесса накопления коррозионного повреждения во времени [9].

Для реализации этого метода необходимо выполнить следующую последовательность действий: определить очаг коррозионного повреждения металлоконструкции, установить на него датчик и исследовать степень коррозионной поврежденности материала. Бесконтактным оптическим рефлектометрическим методом проводят исследование поверхности очага коррозии, фиксируя при этом изменение оптических свойств поверхности (например, спектрального коэффициента рассеяния) с помощью известных оптоэлектронных преобразователей, которые позволяют выявить наличие изменений оптических свойств поверхности с высокой надёжностью.

Регистрируют и анализируют сигналы с оптоэлектронного преобразователя, характеризующие изменение оптических свойств поверхности очага коррозии, которое происходит в результате накопления коррозионных повреждений. Обнаружение оптическим методом и количественная оценка изменений оптических свойств поверхности материала позволяет судить об коррозионных повреждениях исследуемой металлоконструкции и оценить степень коррозионного повреждения ее, а также определить изменение механических свойств материала, которое можно вычислить по известным методикам.

Предложенный способ основан на свойстве изменения цвета продуктов коррозии во времени, но отличается возможностью коррозионного мо-

нитинга на протяжении всего срока эксплуатации конструкции. С помощью оптических датчиков проводят измерение отражательной способности обследуемой поверхности. Параллельно производится отражательной способности образца-свидетеля, установленного непосредственно в той же среде, что и обследуемая конструкция.

Совпадение показателей отражательной способности поверхностей обследуемой конструкции и образца-свидетеля приводит к присваиванию полученному коэффициенту спектрального рассеяния определенного значения глубины деградации, измеренного на образце-свидетеле.

Список литературы

1. Анцев В.Ю., Витчук П.В., Крылов К.Ю. Классификация дефектов и отказов грузоподъемных машин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2015. № 10. С. 121-128.

2. Баранов А.П., Данилов А.С., Кудрасов С.С. Модель исследования влияний условий эксплуатации на металлоконструкции грузоподъемных кранов // Известия Тульского государственного университета. Подъемно-транспортные машины и оборудование. Вып. 7. Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. С. 225–227.

3. Вершинский А.В. Технологичность и несущая способность крановых металлоконструкций. М.: Машиностроение, 1984. 167 с.

4. Головин А.И., Рахаев В.В., Петров Р.Н. Аварии грузоподъемных кранов // Подъемно-транспортное дело. 2008. №4. С. 15-8.

5. Жуков В.Г. Статистика и анализ аварий, несчастных случаев и травматизма на подъемных сооружениях в 2007 году // Подъемно-транспортное дело. 2008. №1. С. 13-14.

6. Никитин К.Д. Безопасность эксплуатации грузоподъемных кранов // Подъемно-транспортное дело. 2006. №2. С. 12–15.

7. Диагностика грузоподъемных машин / В.И. Сероштан, Ю.С. Огарь, А.И. Головин и др.: Под ред. В.И. Сероштана, Ю.С. Огаря. М.: Машиностроение, 1992. 192 с.

8. Селиверстов Г.В., Данилов А.С. Исследование коррозионной усталости металлоконструкций грузоподъемных машин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 2. Ч.1. 2009. С. 248-253.

9. Селиверстов Г.В., Данилов А.С. Способ диагностики коррозионных процессов в металлоконструкциях // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 2. Ч.1. 2009. С. 166-169.

Проектирование высокотехнологичных металлоконструкций пролетных строений кранов мостового типа

Тульский государственный университет, г. Тула, Россия

Конкурентоспособность промышленных предприятий в современных условиях определяется уровнем затрат различных ресурсов на производство изделий с заданными показателями качества. Одним из ресурсов, затрачиваемых при производстве изделия, является материал, из которого оно изготовлено. Причём, основным материалом многих изделий машиностроения являются металлы и сплавы. В комплекс работ по снижению металлоемкости изделия входит внедрение научно обоснованных методов его расчетов, включая вариантное проектирование и оптимизацию [1-3]. Однако, как правило, оптимальные металлические конструкции в целом не могут быть получены на основе оптимальных частных решений их элементов, так как в составе металлических конструкций отдельные элементы могут утрачивать оптимальные значения своих параметров. Масса изделия в значительной степени определяет его стоимость (выше 70 %) и сокращение расхода металла на 1 % ведет к снижению себестоимости изделия до 5 %. Особое значение металлоемкость имеет для изделий, конструкция которых включает пространственные металлические конструкции, например, для мостовых кранов. Доля металлических конструкций достигает 80 % металлоемкости мостового крана, поэтому значительное снижение металлоемкости пролётных балок мостовых кранов, ведет к повышению технологичности конструкции мостового крана в целом.

Мостовые краны находят широкое применение для механизации погрузочно-разгрузочных работ практически во всех отраслях народного хозяйства. Они имеют широкую номенклатуру типоразмеров и исполнений. Наиболее широко используются краны общего назначения грузоподъемностью от 0,5 до 50 тонн. Работоспособность, надёжность и безопасность эксплуатации кранов во многом зависит от качества исполнения их металлических конструкций. Несущим элементом металлической конструкции мостового крана является пролётная балка. При необходимых прочностных характеристиках пролётные балки должны быть технологичными, иметь малую стоимость и массу.

Анализ металлоемкости существующих металлических конструкций пролётных балок мостовых кранов [4] показал, что разность в массах пролётных балок, предназначенных для одного типоразмера мостового крана, но изготовленных на разных предприятиях составляет до 15 %. Поэтому

совершенствование метода расчета металлических конструкций мостовых кранов, обеспечивающего низкую материалоемкость и себестоимость мостовых кранов, обладающих конкурентоспособностью на мировом рынке, является актуальной задачей.

Задача оптимизации параметров пролётных балок мостовых кранов сводится к минимизации площади F поперечного сечения при заданных моментах сопротивления сечения, удовлетворяющих условиям прочности, статической и динамической жесткости, долговечности, общей и местной устойчивости, а также, при необходимости, с учетом риска возникновения отказа в процессе эксплуатации крана [5].

Основные типы поперечных сечений пролетных балок мостовых кранов представлены на рис. 1 [6]. Причем сечения, показанные на рис. 1, a и рис. 1, b характерны для кран-балок или однобалочных кранов, сечения, показанные на рис 1, $в$, $г$ и $д$ – для двухбалочных.

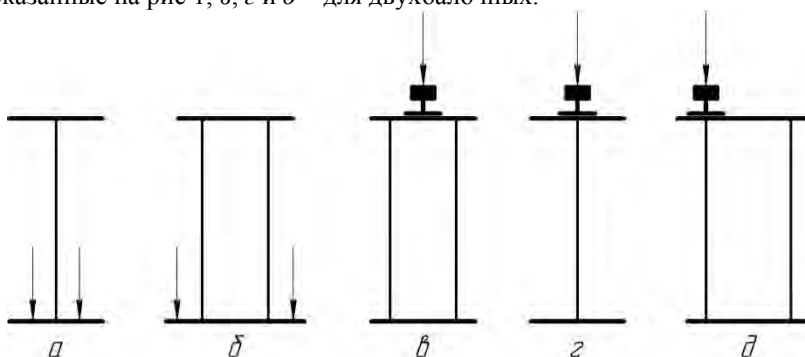


Рис. 1. Схемы поперечных сечений пролетных балок

Поперечные сечения кран-балок, выполненные из монорельсового двутавра, с целью повышения прочности, жесткости и т. п. могут быть усилены стальной полосой (рис. 2, a), швеллером (рис. 2, $б$ и $в$), трубой (рис. 2, $д$).

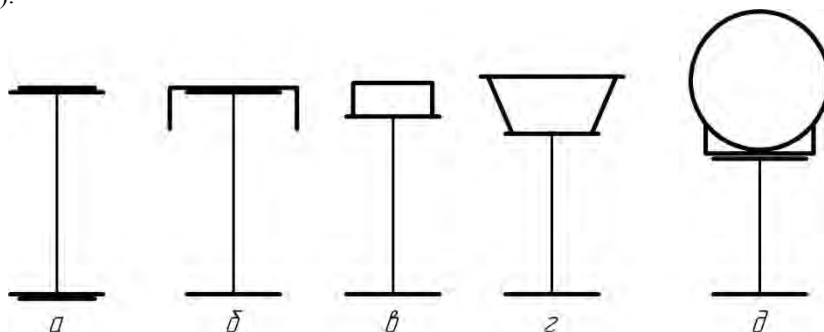


Рис. 2. Варианты усиления поперечных сечений с монорельсовым двутавром

Для решения задачи повышения технологичности металлических конструкций, может быть предложен следующий алгоритм расчёта оптимальных параметров поперечного сечения пролётной балки мостового крана, предусматривающий выполнение следующей последовательности операций [7]. Задаются требуемые характеристики мостового крана: грузоподъёмность, пролёт, режим работы и т. д. На основании [8] рассчитываются нагрузки, действующие на металлическую конструкцию. Далее рассчитываются геометрические характеристики поперечных сечений, соответствующих выбранному типу конструкции крана – моментов инерции и сопротивления сечений, полярные моменты и т. п. При этом учитывается, что пролетные балки, выполненные на основании монорельсовых двутавров с различными вариантами усиления сечений, имеют дискретные параметрические ряды, а балки коробчатого сечения – непрерывные.

После чего, в соответствии с [9] вводятся ограничения, выполнение которых необходимо для обеспечения требуемой прочности, жесткости, и которые учитывают технологию изготовления пролётных балок. Далее вычисляются оптимальные массогабаритные показатели. В результате определяются параметры поперечного сечения пролётной балки, обеспечивающие минимум целевой функции. Данный алгоритм реализован в системе автоматизированного проектирования PTC Mathcad. Реализованный в этом программном продукте метод конечных разностей позволяет решать прямые задачи оптимизации с ограничениями. В нашем случае ищется минимум целевой функции поперечного сечения пролётной балки при конструктивных и прочностных ограничениях.

Список литературы

1. Анисеева О.В., Еренков О.Ю., Ивахненко А.Г., Сторублев М.Л. Управление качеством продукции, процессов, услуг. Курск, 2016. 426 с.
2. Лагерева А.В., Лагерева И.А. Оптимальное проектирование линии канатного метро // Вестник Брянского государственного университета. 2015. № 2. С. 406-415.
3. Пузанов В.Е., Ивахненко А.Г., Зотов И.В., Подмастерьев К.В. Обзор существующих подходов к исследованию динамики качества продукции // Известия Юго-Западного государственного университета. 2014. № 1 (52). С. 49-58.
4. Анцев В.Ю., Толоконников А.С., Калабин П.Ю. Повышение технологичности металлоконструкций пролетных балок мостовых кранов. Тяжелое машиностроение. 2013. № 8. С. 10-14.
5. Анцев В.Ю., Толоконников А.С., Горынин А.Д. Автоматизация расчета рисков возникновения отказов грузоподъемных кранов. Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 7. Ч. 1. 2013. С. 214-220.

6. Соколов С.А. Строительная механика и металлические конструкции машин. СПб.: Политехника, 2012. 423 с.

7. Анцев В.Ю., Толоконников А.С., Калабин П.Ю. Оптимизация металлических конструкций грузоподъемных машин мостового типа // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2009. № 4. С. 18-22.

8. ГОСТ 32579.5-2013. Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 5. Краны мостового типа. М.: Стандартиформ, 2015. 15 с.

9. ГОСТ 33169-2014. Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности. М.: Стандартиформ, 2015. 51 с.

*А.А. Асанов, К.К. Орозов,
Р.Б. Шайдуллаев, Д.Ч. Чалыбеков*

Технологический комплекс для угольной генерации энергии

Кыргызский государственный университет строительства, транспорта
и архитектуры, г. Бишкек, Кыргызстан

Одним из путей повышения эффективности функционирования тепло – и энергоисточников, используемых на заводах стройиндустрии и коммунальной теплоэнергетике, является их обеспечение качественными экологически чистыми и энергоемкими продуктами из низкосортного угля, получаемыми методами карбонизации (частичной газификации) в специальных установках. Из существующих технологий переработки углей наиболее приемлемы технологии производства топливной продукции с улучшенными свойствами и более высокой стоимостью (пиролиз, газификация, переработка в жидкое топливо) /1/.

Предлагаемая пиролизная установка (рис. 1) содержит зону приемки и сушки угля, зону термической деструкции, зону вывода и очистки парогазовых продуктов и продуктов уноса, зону сбора и охлаждения коксовых продуктов.

Установка /2/ состоит из реактора кипящего слоя 1 выполненного в виде с теплоизолированными стенами. **В средней части реактора наклонно смонтирован приводной винтовой конвейер 2, разделяющий рабочее пространство реактора на верхнюю пиролизную 3 и нижнюю топочную 4 камеры.** На входе винтового конвейера смонтирован бункер 5 для угля, а на выходе - размещены привод 7 и бункер 8 под коксовый

продукт. Вал 9 винтового конвейера со стороны угольного бункера 5 выполнен полым и перфорированным на участке, соответствующей длине пиролизной камеры 3, и сообщен с вентилятором 10 для подачи воздуха, а сама камера 3 снабжена патрубком 11 для отвода пылегазовой смеси в циклон 12 для отделения пиролизного газа от пыли. Нижняя топочная камера 4 реактора 1, соединённая с дымоходом 13, снабжена газожидкостными горелками 14, в которые поступает печное топливо из бака 15 или горючий газ трубопровода 16 со встроенным вентиляем 17.

Установка работает следующим образом. Осуществляется разогрев пиролизной камеры 3 путем подачи печного топлива из топливного бака 15, на газожидкостные горелки 14, попутно на горелки 14 вентилятором 10 подаётся воздух. Подвод тепла и подъем температуры в пиролизной камере 3 происходит плавно, с определённой скоростью до установленного значения.

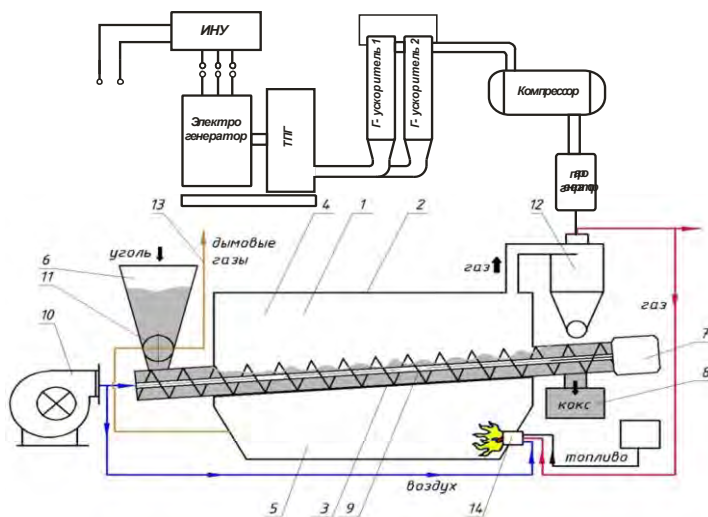


Рис. 1. Принципиальная схема углеперерабатывающего комплекса: 1 -реактор, 2 – шнек, 3,4 – камеры, 5,8 - бункера, , 6 – питатель - сушилка; 7 - привод, 9 – вал, 10 – вентилятор, 11 – патрубок; 12 – циклон, 13 – дымоход, 14 – горелка, 15 – бак, 16, 18 – трубопроводы; 17 – вентиль

Далее включается в работу винтовой конвейер 2, и с угольного бункера 5 в реактор 1 кипящего слоя непрерывно подают питателем 6 уголь размером частиц до 30 мм. Под действием тепла, передающегося из топочной камеры 4 через стенки конвейера 2 и воздуха поступающего от вентилятора 10 через полые перфорированные валы 9 на слой угля в конвейере 2, происходит термическое разложение угля за счет его нагрева

соответственно без доступа кислорода и окислительного пиролиза за счет подаваемого на кипящий слой в конвейере воздуха. Парогазовая и пылевая смесь из пиролизной камеры 4 по патрубку 11 поступает в циклон 12, очищается от пыли и поступает потребителю, часть газа по трубопроводу 16 с при открытом вентиле 17 поступает в горелки 14 и используется для выработки тепла в топочной камере 4, заменяя печное топливо, используемого для первичного разогрева пиролизной камеры 3.

Под действием тепла, передающийся из герметичной топочной камеры через стенки конвейера и воздуха, подаваемого компрессором через полый и перфорированный вал, образуется на этом открытом участке конвейера кипящий слой и в реакторе реализуется комбинированный процесс интенсивного термического разложения угля за счет его нагрева соответственно без доступа кислорода и окислительного пиролиза за счет воздуха, подаваемого через полые перфорированные валы конвейера. Выделяемые при этом смола и пирогенетическая вода подвергается огневому обезвреживанию, выделяемые при этом парогазовая смесь и пыль удаляются из пиролизной камеры и поступают в циклон для газоочистки.

Использование приводного винтового конвейера упрощает конструкцию установки, объединяя процессы подачи, перемещения угля внутри ректора и вывода полукокса в единое целое и исключает необходимость сжигания части угля в реакторе, провал мелких частиц в процессе пиролиза угля в топочную камеру, что, в конечном счете, повышает производительность.

Для угольной генерации электроэнергии установка доукомплектована дополнительными технологическими устройствами в виде новых конструкций компрессора с парогенератором, гидравлического ускорителя, пароводяной турбины и серийного электрогенератора с блоком управления. Новая конструкция компрессора исключает множество местных механических, электрических и гидравлических потерь энергии привода за исключением потерь на преодоление гидравлического сопротивления движению подвижного тела (ПТ), которое представляет собой столб жидкости в цилиндре, ограниченный с двух сторон поршнями /3/.

На рис. 2 показана принципиальная схема динамического компрессора в разрезе вертикальной плоскостью. Компрессорная установка (КУ) включает в себя корпус в виде U-образной трубы 1, расположенной вертикально вверх концами, которые заглушены концевыми головками 2. Коленная часть U-образной трубы заполнена жидкостью 3 постоянного объема, на уровне которой в обеих ветвях свободно помещены плавающие тепловые экраны 4. Оба тангенциальные участки корпусной трубы над уровнем жидкости в ней имеют свободные обратимые полости для попеременного разгона жидкости и сжатия воздуха в каждой из ветвей. Обе ветви на некотором расстоянии от концевых головок 2 оборудованы выхлопными патрубками 5 с возможностью соединения полости (в момент ее разгонной

роли) с атмосферой с помощью встроенных обратных клапанов низкого давления 6. Концевые головки 2 снабжены патрубками 7, снабженными клапанами высокого давления 8, которые соединяют полости сжатия с пневморасходной сетью 9. Кроме того, в патрубках 7 размещены золотниковые устройства 11, выполненные с возможностью взаимодействия с поршнями 4 в их крайнем верхнем положении в полости сжатия. Золотниковые устройства 11 связаны с пароподающим трубопроводом 12. Для запуска компрессора в работу используется пусковой кран 13, например, с ручным управлением.

При запуске компрессора в работу рукояткой 13 открывают подачу пара высокого давления в одну из ветвей корпусной U-образной трубы. ПТ разгоняется в противоположную ветвь и ударно сжимает в ней воздух. Далее порция пара расширяется и разгоняет столб жидкости с поршнями в обратную сторону, в которой процесс полностью повторяется, но уже в автоматическом режиме. Полностью расширившийся пар передает свою энергию подвижному элементу, который далее движется уже по инерции, создавая за собой разрежение. Разрежение создает условия для конденсации пара, что ещё более активизирует разрежение, которое открывает обратный клапан низкого давления 6 для атмосферного воздуха. При последующем сжатии в этой полости конденсат вновь обращается в пар, но с низкими параметрами, соответствующими параметрам сжатия воздуха. При этом часть адиабатного тепла затрачивается на парообразование, несколько приближая процесс сжатия к изотермическому.

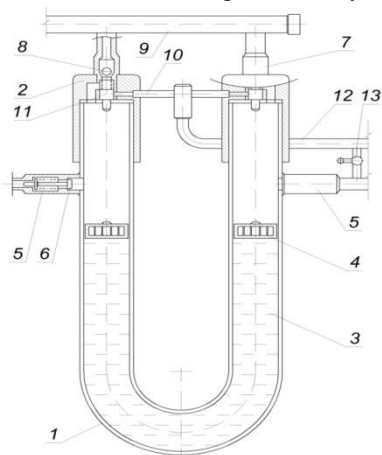


Рис. 2. Принципиальная схема гидродинамического компрессора

Из описания КУ следует, что рабочий процесс в нем складывается из двух процессов движения ПТ в режиме обратного и рабочего ходов, которые реализуются одновременно и попеременно сменяют друг друга на вет-

вах U-образной трубы. При этом рабочим ходом будем считать движение ПТ в сторону от концевых головок за счет его разгона подаваемым, в соответствующую полость, перегретым паром и сжатием паровоздушной смеси в другой полости, сообщенной через клапанную систему с пневморасходной сетью.

При расчете такого устройства возникает задача исследования динамики движения ПТ в каждой ветви КУ как в режиме обратного, так и рабочего ходов. Из описания КУ следует, что источником внешней энергии является пар из парогенератора, а накопителем энергии – пневморасходная сеть. Объект исследования представляет собой импульсную систему, в цилиндрическом органе которого находится ПТ который под действием приложенных к нему сил, совершает возвратно-поступательное движение, входит в контакт с золотником и генерирует силовые импульсы за счет пульсирования давления в рабочей камере каждой ветви КУ.

В такой постановке движущим элементом ПТ в режиме обратного хода является перегретый пар, а в режиме компрессии, происходящей в другой ветви, ПТ выступает телом, сжимающий паровоздушную смесь и подающий эту смесь в сеть. Применение перегретого пара, несмотря на усложнение и снижение надежности работы конструкции в известной степени, связано со снижением потерь от теплообмена, а также благоприятным его влиянием, как на термический КПД, так и на относительный КПД в таких устройствах.

Выводы.

Предложена новая конструкция углеперерабатывающей установки, которая для угольной генерации энергии доукомплектована дополнительными технологическими оборудованьями в виде: новой конструкции компрессора с парогенератором, гидравлического ускорителя, пароводяной турбины и серийного электрогенератора с блоком управления. Новая конструкция безприводного компрессора исключает множество местных механических, электрических и гидравлических потерь энергии привода за исключением потерь на преодоление гидравлического сопротивления движению подвижного тела (ПТ), которое представляет собой столб жидкости в цилиндре, ограниченный с двух сторон поршнями.

Список литературы

1. Асанов А.А. Развитие современных угольных технологий в Кыргызстане. /соавторы А.А. Асанова, К.К. Орозов./Горный журнал (Россия) № 6, 2016, с. 61 – 65.
2. Установка для получения полукокса патент КР № 2043)
3. Асанов А.А., Гуменников Е.С. Развитие объектов теплоэнергетики на основе инновационных технологий подземной переработки угля. / Известия КГТУ им. И. Разакова, № 44, 2017, с 38 – 45.

Исследование рабочего процесса компрессорной установки

Кыргызский государственный университет строительства, транспорта
и архитектуры, г. Бишкек, Кыргызстан

Согласно описанию КУ в момент контакта с золотником, например, поршня в левой ветви начинается впуск пара в рабочую полость цилиндра за счет отжатия пружины и открытия окна сообщенного с парогенератором. К моменту останковки ПТ устанавливается давление P_n свежего пара [1].

Под этим давлением ПТ движется в камеру другой ветви КУ. При некотором положении ПТ (момент отсечки) впуск пара прекращается из-за срабатывания золотникового клапана за счет сил упругости пружины и давления в рабочей полости. Далее порция пара расширяется и продолжает разгонять ПТ в обратную сторону, в которой процесс полностью повторяется, но уже в автоматическом режиме. Полностью расширившийся пар передает свою энергию ПТ, которая далее двигается уже по инерции, создавая за собой разрежение. Разрежение создает условия для конденсации пара, что ещё более активизирует разрежение, которое открывает обратный клапан низкого давления b для атмосферного воздуха. При последующем сжатии в этой полости конденсат вновь обращается в пар, но с низкими параметрами, соответствующими параметрам сжатия воздуха (поэтому ниже в расчетах использованы параметры воздуха). При этом часть адиабатного тепла затрачивается на парообразование, несколько приближая процесс сжатия к изотермическому.

Выпуск воздуха (также как и впуск пара) не длится на протяжении всего хода ПТ, а начинается при некотором его положении, которое определяется упругостью пружины выпускного клапана 8 . Ввиду того, что для изменения значений давления в ветвях КУ при впуске и выпуске газа требуется определенное время, нужно увязать это время и параметры пара – газа с работой используемых клапанов, а также обосновать конструктивные параметры как рабочего органа, так и клапанной системы КУ.

Из теории поршневых компрессорных машин [2] известна зависимость для вычисления объемного КПД

$$\eta = 1 - G \left[\left(\frac{P}{P_a} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (1)$$

где $C = V/V_p$ – отношение вредного объема $V_{вк}$ рабочему объему V_p камеры; P_a и P начальное (атмосферное) и текущее давление сжатия воздуха; m – показатель политропы.

Воспользовавшись этой формулой (1) несложно путем преобразования получить зависимость для определения величины вредного объема

$$V_G = \frac{(1 - \eta_0) \cdot V_p}{\left[\left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{1}{m}} - 1\right]} \quad (2)$$

Поскольку исследуемая конструкция КУ выполнена в виде цилиндрической U – образной трубы, имеющая две рабочие камеры и за один цикл ПТ совершает двойной рабочий ход, то вредный объем V_v каждой ветви КУ будет равен его половине.

Производительность КУ и массовый расход сжатого воздуха определяется по формулам

$$Q = 15 \cdot \lambda \cdot z \cdot F \cdot l / \pi \cdot \tau, \quad (3)$$

$$G = Q \cdot \rho, \quad (4)$$

где ρ – плотность воздуха; t – продолжительность одного цикла.

Из курса термодинамики работа, затрачиваемая на сжатие воздуха, определяется по формуле

$$A_{сж} = k/(k-1) \cdot R \cdot T \cdot [(P/P_a)^{(k-1)/k} - 1] \quad (5)$$

где k – показатель адиабаты, для воздуха этот показатель равен 1,4. R – газовая постоянная, в случае воздуха $R = 286,6$ Дж/(кг*К). T – температура процесса.

Таким образом, формулы показывают взаимосвязь конструктивных и кинематических параметров с выходными показателями КУ при адиабатическом процессе работы.

Для дальнейших исследований представим тепловой процесс в установке в графическом изображении, согласно индикаторной диаграмме, приведенной на рис. 1. Под индикаторной диаграммой начерчена принципиальная схема КУ с ПТ в крайнем положении. Объем надпоршневого (вредного) пространства V_v отложен от начала координат. В точке a начинается рабочий процесс в КУ. На протяжении отрезка ab , соответствующего части V рабочей камеры K_1 , происходит впуск пара при давлении p_1 . Точка b определяет момент отсечки. Объем находящегося пара в этот момент составляет $V + V_v$.

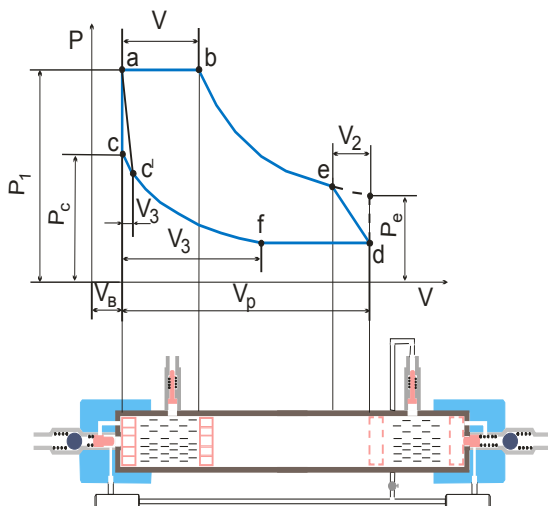


Рис. 1. Индикаторная диаграмма работа компрессорной установки

Отношение $V/V_p = \epsilon$ называется степенью наполнения и измеряется в процентах рабочего объема камеры V_p . От точки a начинается расширение пара и в точке e – начала выпуска – давление пара падает до давления выпуска P_2 (этому давлению соответствует давление срабатывания шарикового клапана). Давление в конце расширения до полной остановки обозначим P_e , объем, освобождаемый за время опережения выпуска, обозначим через V_2 .

Пунктиром показано правое конечное положение ПТ. Отрезок df соответствует выпуску пара при давлении P_2 . В точке f начинается сжатие пара, а в точке c – впуск свежего пара V_3 представляет собой часть объема, в котором происходит сжатие, отношение $V_3/V_p = \epsilon$ – степень сжатия; P_e – давление в конце сжатия, когда последнее продолжено до конечного положения ПТ; V_1 – часть объема в момент начала впуска. Площадь индикаторной диаграммы $abcdefc$ представляет собой, как известно из термодинамики, работу пара, находящегося с одной стороны ПТ, за один его ход. Так как объем цилиндрической камеры пропорционален длине его, можно считать, что длина диаграммы представляет собой ход ПТ.

Разница между подводимой и затраченной энергией будет равна полезной энергии, которую следует определить. Энергию, вложенную в систему, можно определить из выражения:

$$A = \int_{x_0}^x P_1 \cdot s dx = \int_{v_0}^v P_1 \cdot dv, \quad (4)$$

где P_1 – давления пара в камере; S – площадь сечения камеры.

Изменение объема камеры

$$dV = V_p - V_b = S dx \quad (5)$$

С другой стороны известно, что

$$dV = -V_c/(dP/E), \quad (6)$$

где $V_c = (V_p + V_b)/2$ – средний объем камеры; E – модуль объемного сжатия газа, для воздуха $B = 1,42 \times 10^5$ Па,

Из описания работы КУ следует, что в камеру для обеспечения движения ПТ со стороны внешнего источника подается пар, тем самым вкладывается энергия в процесс сжатия воздуха. Давление в камере (рис. 1) изменяется от $P_- = P_2$ до $P_+ = P_1$. В другой камере, эта энергия преобразуется в работу сжатия воздуха. Энергия, вложенная в систему с учетом выражения (6) будет равна

$$A = (V_c/(2E)) (P_+^2 - P_c^2). \quad (7)$$

где $P_c = (P_1 + P_2)/2$ – среднее давление.

Энергию, затраченную во время сжатия, определяем аналогично

$$A = (V_c/(2E)) (P_b^2 - P_c^2). \quad (8)$$

Предположим, что $(P_b - P_c) = (P - P_c)$.

Тогда, полная энергия, развиваемая компрессором

$$A = (V_c/(2E)) (P^2 - P_c^2). \quad (9)$$

Из полученных выше равенств видно, что полезная энергия КУ зависит от давления в рабочей камере P , давления сжатия P_c , объема воздуха в камере, модуля объемного сжатия. Полезная энергия в зависимости от давления сжатия имеет максимум, так как при $A = 0$ при $P_+ = P$ и $P_c = P$.

Выводы

Результаты исследования процесса работы новой конструкции компрессора показывают, что на изменение его энергетических характеристик влияют параметры подводимого перегретого пара и конструктивные параметры рабочей камеры. Приведены данные (в частности, график) для наглядного представления рабочего процесса, происходящего в камерах компрессора за один цикл. Показано, что полезная энергия в зависимости от давления в рабочей камере, давления сжатия объема воздуха в камере и модуля объемного сжатия изменяется по определенной закономерности и, имеет экстремумы.

Список литературы

1. Асанов А.А., Гуменников Е.С. Развитие объектов теплоэнергетики на основе инновационных технологий подземной переработки угля. / Известия КГТУ им. И. Разакова, № 44, 2017, с 38 – 45.
2. Кирилов И.И. Теория турбомашин, Л. Машиностроение 1974, 320 с.

Управляемые ножевые системы землеройных машин

¹Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия

²Научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ», г. Москва, Россия

Землеройные машины с отвальными и ковшовыми рабочими органами (бульдозеры, автогрейдеры, скреперы, экскаваторы, одноковшовые погрузчики и др.) являются высокоэффективной техникой в строительстве и горном деле. Машины разрабатывают грунты и горные породы в широком диапазоне прочностных свойств.

Землеройные машины разрабатывают грунт, перемещают на необходимое расстояние, осуществляют планировочные работы [1, 2]. Операция копания сопровождается преодолением режущим ножом значительных сопротивлений. Важной задачей является оснащение землеройной техники рабочими органами, способными разрабатывать прочные грунты без кардинальной замены рабочих органов или машины в целом.

С этой целью машины обеспечиваются устройствами для изменения толщины разрабатываемой стружки, оснащаются дополнительными рыхлительными зубьями, ножами ступенчатой формы и др. Так канд. техн. наук Е.В. Федоровым [3] разработана комбинированная ножевая система для скрепера. Конструкция сочетает в себе ступенчатый нож и регулируемый совковый режущий орган. Устройство обеспечивает эффективное заполнение ковша грунтом. Однако такие конструкции не решают проблему кардинально.

Предлагается обеспечивать рабочие органы землеройной техники, например, отвалы, ковши, управляемой ножевой системой. Режущая система состоит из набора управляемых ножей различного размера и формы (рис. 1). Такая ножевая система позволяет разрабатывать грунты различной прочности. Малопрочные грунты разрабатываются рабочим органом с полноразмерной ножевой системой. Грунты высокой прочности разрабатываются ножевой системой уменьшенных размеров. При этом некоторые режущие элементы исключаются из работы.

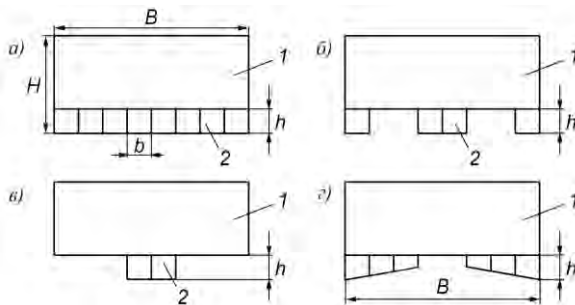


Рис. 1. Схема рабочего органа землеройной машины с управляемой ножевой системой различной формы:

a – линейной; *б* – зубчатой; *в* – ступенчатой; *г* – для двускатного профилирования; 1 – отвал; 2 – управляемые ножи

Каждый элемент закрепляется на поворотных кронштейнах и может быть съемным. Ножи имеют различную конфигурацию. Обрабатываемую поверхность получают любой формы. Размеры управляемых ножевых или рыхлительных элементов определяются прочностными свойствами разрабатываемой среды. Сопротивления резанию и копанию грунта рабочим органом определяются для того, чтобы выбрать размеры рабочего органа, обеспечивающие преодоление этих сопротивлений тяговым усилием машины. Сопротивления определяют методом анализа реологической модели напряженного состояния разрабатываемого материала в зоне контакта с рабочим органом [4–10].

Реологические модели составляют в соответствии с фундаментальными законами механики, устанавливающими связь между основными свойствами твердого тела: упругостью, пластичностью, вязкостью, а также параметрами процесса деформирования тела, его деформации и скорости приложения нагрузки. Объектами изучения в реологии являются процессы релаксации, ползучести и изменения прочности материалов во времени.

Напряженное состояние реальных грунтов с приближением описывается реологическими моделями, представляющими совокупность упругих, пластичных и релаксационных элементов. Упругий элемент модели определяет прежде всего обратимость деформаций, вязкий – особенности протекания деформаций во времени, а пластический – появление остаточных необратимых деформаций при достижении предельного значения напряжения. Реологическая модель учитывает потери энергии на преодоление сил внутреннего неупругого сопротивления (вязкости грунта и др.) и рассеяние энергии в окружающую среду, необратимые деформации изменения объема и сдвига грунта. Изменение напряжений и деформаций грунта во времени зависит от типа грунта, его прочности и скорости нагружения [11].

Схема контакта плоского, гладкого ножа рабочего органа со средой и реологическая модель напряженного состояния грунта приведены на рис. 2. Вели-

чина сопротивления резанию в этом случае определяется величиной предельного напряжения сдвига грунта режущим управляемым ножом с учетом действия сил трения и сопротивлением призмы разрушенного грунта перед отвалом.

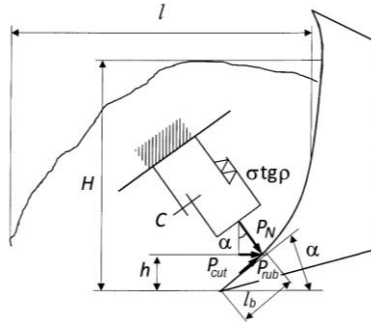


Рис. 2. Схема разрушения грунта и реологическая модель его напряженного состояния в зоне контакта с рабочим органом для отвальных рабочих органов

Сопротивление резанию ножевой системой отвала определяется зависимостью

$$P_{cut} = P_N \cdot \sin \alpha, \text{ Н.} \quad (1)$$

Сопротивление сил трения

$$P_{rub} = P_N \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \rho, \text{ Н.} \quad (2)$$

Общее сопротивление резанию с учетом сопротивления призмы грунта (1) и (2) определяется зависимостью

$$P_{dig} = P_N (\sin \alpha + \cos \alpha \operatorname{tg} \rho), \text{ Н.} \quad (3)$$

Сила нормальная к поверхности реза P_N , контактирующая с грунтом, определяется на основании предельного напряжения грунта при сдвиге

$$P_N = \tau \cdot h \cdot b, \quad (4)$$

где P_N – сила сопротивления, нормальная к поверхности контакта, Н; α – угол резания ножа, град; h – глубина резания ножом, зубом, толщина стружки, м, $h = l_b \cos \alpha$; l_b – длина поверхности ножа, зуба, контактирующая с грунтом, м (см. рис. 2); b – ширина управляемого ножа, м; B – ширина отвала, м; τ – касательные напряжения сдвига грунта, определяются по формулам:

$$\tau = \sigma \operatorname{tg} \rho + C, \text{ Н/м}^2, \text{ или } \tau = C \left(1 + \frac{\sigma \cdot \operatorname{tg} \rho}{C} \right), \text{ Н/м}^2, \quad (5)$$

где C – сцепление материала (грунта) при сдвиге, Н/м²; σ – нормальные напряжения, удельное давление отделяемой стружки на материал, Н/м².

На основании (5) предельные напряжения сдвига грунта τ определяются отношением величин нормального давления σ к сцеплению C .

Для схемы на рис. 2 нормальные напряжения σ определяются весом призмы грунта, находящейся на поверхности сдвига,

$$\sigma = \frac{q \cdot \gamma}{l \cdot b}, \quad (6)$$

где γ – плотность грунта, кг/м³; l – длина призмы, $l = H/\text{tg}\rho$, м; H – высота отвала или призмы грунта перед отвалом, м; q – объем призмы грунта,

$$q = F \cdot b, \text{ м}^3,$$

где F – площадь поперечного сечения призмы грунта, м²,

$$F = \frac{H \cdot l}{2}, \quad F = \frac{H^2}{2\text{tg}\rho}, \quad q = \frac{H^2 \cdot b}{2\text{tg}\rho}.$$

Подставляем это выражение в формулу (6)

$$\sigma = \frac{H^2 \cdot b}{2\text{tg}\rho} \cdot \frac{\gamma}{l \cdot b} \quad \text{или} \quad \sigma = \frac{H \cdot \gamma}{2}, \text{ Н/м}^2. \quad (7)$$

Предельное напряжение сдвига τ с учетом (7) определяется по формуле

$$\tau = C \left(1 + \frac{H \cdot \gamma \cdot \text{tg}\rho}{2 \cdot C} \right), \text{ Н/м}^2. \quad (8)$$

Величина силы нормального давления на лобовую поверхность ножа определяется подстановкой выражения (8) в формулу (4)

$$P_N = C \cdot hb \left(1 + \frac{H \cdot \gamma \cdot \text{tg}\rho}{2 \cdot C} \right), \text{ Н.} \quad (9)$$

Величина сопротивления копанью отвалом с плоским ножом в развернутой форме записи на основании (9) и (3) определяется по формуле

$$P_{dig} = C \cdot hb \left(1 + \frac{H \cdot \gamma \cdot \text{tg}\rho}{2 \cdot C} \right) (\sin \alpha + \cos \alpha \text{ tg}\rho), \text{ Н.} \quad (10)$$

В сокращенной форме

$$P_{dig} = h \cdot b \cdot k_\alpha \cdot C, \quad (11)$$

где k_α – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние давления призмы материала перед отвалом, угла резания и трения. Величина k_α изменяется с условиями эксплуатации в пределах 1,8...3,57.

Ширина управляемого ножа (зуба) определяется прочностью грунта, который разрабатывается землеройной машиной.

Условие равновесия ножевой системы рабочего органа с полной и малой шириной имеет вид

$$P_{digB} = P_{digb} \quad \text{или} \quad h \cdot B \cdot k_\alpha C_l = h \cdot b \cdot k_\alpha \cdot C_h, \quad (12)$$

где C_l , C_h – сцепление материала (грунта) при сдвиге малой и высокой прочности соответственно, Н/м².

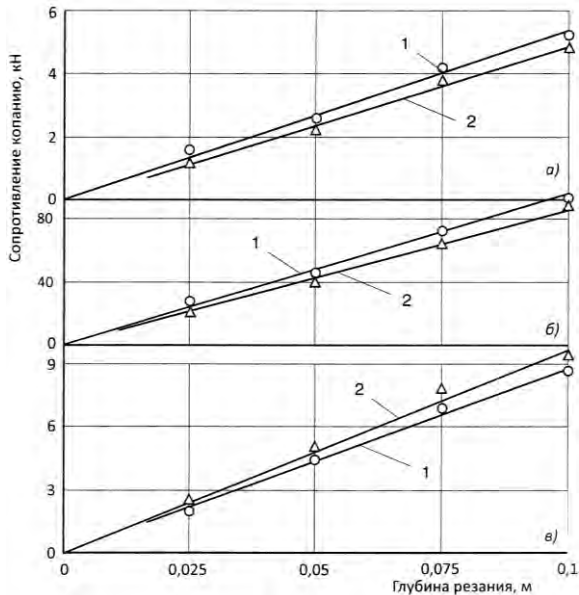


Рис. 3. Результаты сопоставления сопротивлений резанию и копанию, рассчитанных по зависимостям, построенным на основании реологических моделей напряженного состояния материала, и экспериментов в зависимости от глубины резания: *а* – для рыхлителей; *б* – для бульдозеров; *в* – для одноковшовых экскаваторов; 1 – эксперимент; 2 – по предложенным зависимостям

Величины сопротивлений копанию для рыхлителей, бульдозеров и одноковшовых экскаваторов, полученные на основании реологических моделей напряженного состояния разрушаемого материала, сопоставлялись с данными, полученными в результате экспериментов. Результаты сопоставления приведены на рис. 3.

При прочих равных условиях и одинаковой глубине резания

$$B \cdot C_l = b \cdot C_h.$$

Следовательно, ширина управляемого режущего элемента (ножа, зуба) для разработки прочных грунтов уменьшается кратно степени увеличения прочности грунта

$$b = \frac{B \cdot C_l}{C_h}, \text{ м.}$$

Режущие рабочие органы для разработки грунтов в диапазоне прочности от 0,5 до 5 МПа должны иметь управляемую ножевую систему, обеспечивающую изменение ширины резания от $B = 3$ м до ширины зуба $b = 0,2 \dots 0,3$ м. Ширина зуба определяется прочностью разрабатываемой породы и тягово-сцепными характеристиками машины (12). Управляемая ножевая система для разработки грунтов в широком диапазоне изменения их

прочности должна иметь возможность изменять ширину резания в широких пределах.

Выводы

Управляемая ножевая система обеспечивает эффективную разработку породы в широком диапазоне прочностных свойств. Размеры и нагрузки, действующие на систему, определяются зависимостью (11). Количество, ширина и размеры элементов управляемой ножевой системы определяются конструкционными требованиями, предъявляемыми к рабочим органам землеройных машин. Ножевая система управляемого типа позволяет существенно увеличить эффективность землеройных работ.

Предложенный метод расчета сопротивлений резанию и копанию грунтов на основании анализа реологических моделей разрабатываемой среды полезен на этапе проектирования инновационных рабочих органов.

Предложенные зависимости для расчета сил сопротивления резанию и копанию рабочими органами землеройных машин основываются на известных прочностных характеристиках разрабатываемой среды: сцеплении при сдвиге C , коэффициенте трения $\operatorname{tg} \rho$, коэффициенте вязкого сопротивления η , линейных размерах рабочего органа и скорости его движения. Расчетные формулы не требуют получения специальных эмпирических коэффициентов.

Метод позволяет оценить эффективность использования принципиально новых механических воздействий на среду для интенсификации процессов резания и копания до реализации нового рабочего органа в полномасштабном виде.

Список литературы

1. Машины для земляных работ. Конструкция. Расчет. Потребительские свойства: в 2 кн. Кн. 1. Экскаваторы и землеройно-транспортные машины: учеб. пособие для вузов / В.И. Баловнев, С.Н. Глаголев, Р.Г. Данилов и др.; под общ. ред. В.И. Баловнева. –2-е изд., стер. –Белгород: Изд-во БГТУ, 2012. –401 с.
2. Машины для земляных работ. Конструкция. Расчет. Потребительские свойства: в 2 кн. Кн. 2. Погрузочно-разгрузочные и уплотняющие машины: учеб. пособие для вузов / В.И. Баловнев, С.Н. Глаголев, Р.Г. Данилов и др.; под общ. ред. В.И. Баловнева. –2-е изд., стер. –Белгород: Изд-во БГТУ, 2012. –464 с.
3. Нилов В.А., Федоров Е.В. Комбинированная ножевая система скрепера // Строительные и дорожные машины. – 2015. – № 4. –С.13-16.
4. Арсеньев Ю.Д. Теория подобия в инженерных экономических расчётах. –М.: Высшая школа, 1967. –257 с.
5. Баловнев В.И. Оптимизация и выбор инновационных систем и процессов транспортно-технологических машин: учеб. пособие. – М.: Техполиграфцентр, 2014. – 392 с.

6. Веников В.А. Теория подобия и моделирования. –М.: Высш. шк., 1984. –439 с.
7. Гухман А.А. Введение в теорию подобия. –М.: Высш. шк., 1973. –286 с.
8. Клайн, С.Дж. Подобие и приближенные методы: Пер. с англ. – М.: Мир, 1968. –302 с.
9. Покровский Г.И., Федоров И.С. Центробежное моделирование в горном деле. –М.: Наука, 1972. –352 с.
10. Улитич О.Ю. Схема формирования математической модели режимов эффективной работы одноковшовых фронтальных погрузчиков // Международный семинар «Проблемы совершенствования конструкции строительных, дорожных, коммунальных и аэродромных машин»: материалы семинара. – М.: МАДИ, 2013. –112 с. –С. 90-92.
11. Гольдштейн М.Н. Механические свойства грунтов. –М.: Стройиздат, 1971. –366 с.

В.И. Баловнев¹, Н.Д. Селиверстов¹, Р.Г. Данилов²

Гибридные машины для строительства и восстановления автомобильных дорог

¹Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия

²Центральный научно-исследовательский автомобильный
и автомоторный институт «НАМИ», г. Москва, Россия

Созданы машины для ремонта покрытий автомобильных дорог – технологический процесс, которых выполняется системой агрегатов различного технологического назначения. Система включает в себя органы для разрушения изношенного покрытия, агрегаты для смешения материалов с вяжущим, агрегат для укладки материала и уплотнительные машины.

Для строительства дорог подобные гибридные агрегаты успешно могут быть использованы. Весь комплекс работ выполняется одной машиной. Машина оборудована комплектом специализированных агрегатов: фрезы гранулятора материала, смесителя, укладчика и уплотнителя. Каждый агрегат выполняет специализированный отдельный технологический процесс. Последовательная работа всех агрегатов [1] обеспечивает получение готового продукта – нового дорожного полотна. Такая многоцелевая машина не является роботом. Производство таких многоцелевых машин – гибридизация техники. Машины гибридного типа могут появиться и для выполнения других протяженных строительных объектов, например, комплекса для строительства земляного основания и покрытия автомобильной дороги и др. Методы расчет такой гибридной техники имеют ряд особенностей, ко-

торые требуют уточнения и развития. Определение параметров ресайклера фирма Wirtgen основывает на эмпирических зависимостях [2].

Процессы рыхления материала строящего участка требует наличия на валу фрезы большого крутящего момента для преодоления значительных сопротивлений рыхлению. Процесс эффективно протекает при малых рабочих скоростях. Операция смешения материала с вяжущими веществами наоборот не требует значительных крутящих моментов и эффективно протекает при больших рабочих скоростях. Фрезу агрегата машины следует рассматривать в качестве рабочего органа совмещённого действия. Эмпирические методы расчёта гибридных машин не учитывают особенности совмещённой работы агрегата. Это обстоятельство в существующих методах расчёта практически не принимается во внимание. Возникают существенные погрешности. Необходимо развивать методы оптимизации технических параметров процесса и режимов работы агрегатов гибридной техники.

Метод расчета параметров на основе анализа четвертой координаты (продолжительности) рабочей операции технологического процесса машин, позволяет учесть особенности работы фрезы. Метод анализа четвертой координаты рабочего процесса машины разработан д-ром техн. наук В.И. Баловневым и канд. техн. наук Н.Д. Селиверстовым (МАДИ) при участии канд. техн. наук Р.Г. Данилова (НАМИ) [3–6].

Операции фрезерования и смешивания протекают последовательно-параллельно. Вначале осуществляется операция отделения материала от массива (рыхление, фрезерование), затем операция смешения с вяжущими добавками. Процессы практически протекают совмещено (параллельно и одновременно). Параметры машины и рабочего органа необходимо оптимизировать для случаев параллельного и последовательного выполнения операций. Сопротивление зуба фрезы рыхлению определяется методом анализа моделей реологического напряжённого состояния разрушаемого материала в зоне контакта с зубом. Материал представляется в виде реологических моделей вязкой, упругой, пластичной среды и среды других видов, взаимодействующей с рабочим инструментом [7–12]. Зуб фрезы имеет конусообразную или прямоугольную форму.

Фреза выполняет две операции – рыхление (отделение) от массива и смешение полученного гранулята с вяжущими добавками. Структурная модель четвертой координаты процесса работы фрезы определяется выражением:

$$t_y = t_{px} + t_{cm} \cdot c, \text{ или } t_y = t_{px} = t_{cm} \cdot c, \quad (1)$$

где t_{px} – продолжительность операции рыхления, с; t_{cm} – продолжительность операции смешения гранулята с вяжущим, с.

Операции протекают последовательно или совмещено.

Математические модели четвертой координаты (продолжительности) операций совмещенного (рыхление и смешение) рабочего цикла фрезы определяется соотношениями:

$$t_u = \frac{M_{Wpx} \cdot \varphi_{px}}{M_\phi \cdot \omega_\phi \cdot \eta} + \frac{M_\phi \cdot \varphi_{cm} \cdot f_{mp}}{N \cdot \eta}, \text{ с.} \quad (2)$$

Оптимальный крутящий момент на валу фрезы, выполняющей две последовательные операции (рыхление и смешение) на основании $\frac{dt_u}{dM_\phi} = 0$ определяется по формуле:

$$M_\phi = \left(\frac{M_{Wpx}^2 \cdot N \cdot \varphi_{px}}{\omega_\phi \cdot \varphi_{cm} \cdot f_{mp}} \right)^{1/2}, \text{ Нм,} \quad (3)$$

Анализ совмещенных операций дает аналогичный результат.

Выше приняты следующие обозначения:

M_ϕ – крутящий момент на валу фрезы, Нм;

M_{Wpx} – реактивный крутящий момент на фрезе, Нм;

ω – окружная скорость вращения фрезы, 1/с;

φ_{px} – угол, определяющий область работы фрезы при рыхлении, рад;

φ_{cm} – угол, определяющий область работы фрезы при смешивании, рад;

η – к.п.д. трансмиссии привода фрезы;

N – мощность привода фрезы, Вт;

D_ϕ – диаметр фрезы, м;

h_ϕ – толщина слоя фрезерования, м;

f_{mp} – коэффициент сопротивления, трения зуба о материал;

n_3 – количество зубьев в операции рыхления;

$k_\varphi = 2/\sin \varphi_\phi$;

φ_ϕ – угол, определяющий область работы фрезы, рад.

Рассмотренное позволяет определить мощность, момент на фрезе и становить влияние затупления на работу фрезы. В упрощенном варианте величины определяются по установленным формулам.

Мощность на привод фрезы

$$N = M_\phi \cdot \left(\frac{\omega_\phi \cdot f_{mp} \cdot \varphi_{cm}}{M_{Wpx} \cdot \varphi_{px}} \right)^{1/2}, \text{ Вт.} \quad (4)$$

Минимально возможная продолжительность одного оборота фрезы за рабочий цикл определяется подстановкой (4) в формулу (2):

$$t_{u,min} = \frac{2}{\eta} \cdot \left(\frac{M_{Wpx} \cdot \varphi_\phi \cdot \varphi_{cm}}{N \cdot \omega_\phi} \right)^{1/2}, \text{ с.} \quad (5)$$

Производительность фрезы можно оценить на основании

$P_{\phi,max} = b_3 \cdot h_3 \cdot h_\phi / t_{u,min}$, м³/с, по формуле

$$P_{\phi,max} = 0,5 \cdot b_3 \cdot h_3 \cdot h_{\phi} \cdot \eta \cdot \left(\frac{N \cdot \omega_{\phi}}{M_{W_{px}} \cdot \varphi_{px} \cdot \varphi_{cm}} \right)^{1/2}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6)$$

где b_3 – ширина фрезерования, м.

Угловые перемещения фрезы φ_{px} и φ_{cm} определяются толщиной слоя фрезерования..

Значение φ_{px} является функцией толщины слоя фрезерования

$$\varphi_{px} = \frac{2 \cdot h_{\phi}}{D_{\phi} \cdot \sin \varphi_{\phi}},$$

где h_{ϕ} – толщина слоя фрезерования.

$$\varphi_{px} = \frac{h_{\phi} \cdot k_{\varphi}}{D_{\phi}},$$

где $k_{\varphi} = \frac{2}{\sin \varphi}$, для предварительных расчётов $k_{\varphi} = 2,3 \dots 4,0$.

Определение и сопоставление продолжительности (четвертой координаты) работы каждого из агрегатов является одним из важнейших этапов расчета гибридной техники. В итоге обосновывается надежная бесперебойная работа машины с учетом обеспечения работы агрегатов в требуемой последовательности. На этапе расчета осуществляется анализ структурной модели четвертой координаты рабочего цикла машины и каждой операции.

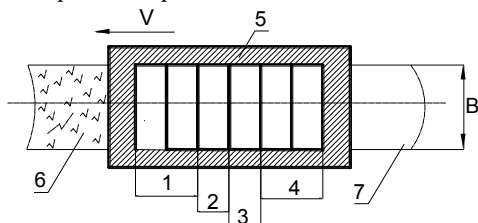


Рис. 1. Схема расположения агрегатов в гибридной машине на примере ресайклера:

- 1 – фрезерный рыхлительно-смесительный агрегат; 2 – смесительный (агрегат);
- 3 – распределительный агрегат; 4 – уплотнительный агрегат; 5 – машина ресайклера – система агрегат); 6 – ремонтируемое покрытие с шириной участка В;
- 7 – готовое покрытие дороги

Структурная модель четвертой координаты составляется по анализу технологического процесса ресайклера (комбайна) и отдельных модулей. Схема расположения агрегатов гибридной машины приведена на рис. 1. Структура машины требует выполнения ряда операций, каждая из которых протекает с определенной продолжительностью: t_{pk} – продолжительность рабочего движения ресайклера (комбайна), как сложной системы; t_{px} – продолжительность операции рыхления материала; t_{cm} – продолжительность операции перемешивания материала; $t_{расп}$ – продолжительность распреде-

ления материалов по ширине покрытия; t_y – продолжительность операции уплотнения нового покрытия.

Операции выполняются одновременно с движением комбайна. Структурная модель рабочего цикла комбайна в условиях оптимального протекания рабочего процесса имеет вид уравнения, в котором продолжительности отдельных операций равны.

$$t_{pk} = t_{px} = t_{cm} = t_{pacn} = t_y, \text{ с.}$$

Продолжительность каждой последующей операции равна или меньше предыдущей. Таким образом, продолжительность работы всей машины определяется продолжительностью наиболее энергозатратной операции (в данном случае фрезерования).

При этом сопоставление производительностей отдельных операций производится в единой системе измерения. Это предотвращает засорение машины материалом.

$$P_{pk} \geq P_{cm} \geq P_{pacn} \geq P_y, \text{ м}^3/\text{с.}$$

Необходимо принимать во внимание, что ряд частных операций агрегата может протекать последовательно и параллельно – одновременно. Фрезерно-рыхлительная операция состоит из двух операций: отделение материала от массива и предварительного перемешивания. Операции протекают одновременно и выполняются одним рабочим органом, например, фрезерно-рыхлительным агрегатом. Операции, выполняемые другими рабочими органами, также могут быть рассмотрены как совмещенные.

Дорожно-строительные машины гибридного типа используются в работах по безотходной технологии ремонта дорожных покрытий. Машины аналогичного типа могут быть эффективно использованы для выполнения и других технологических и дорожно-строительных работ.

Выводы:

1. Силовые воздействия, величины крутящих моментов рабочих органов, которые за один рабочий цикл выполняют две и более технологические операции имеют оптимальное значение. При определении параметров и режимов работы рабочих органов необходимо принимать во внимание установленные положения.

2. Использование гибридной техники с оптимальными параметрами рабочих органов обеспечивает решение вопросов, связанных с сокращением затрат на дорожно-строительные и ремонтно-восстановительные работы.

Список литературы

1. Баловнев В.И. Оптимизация и выбор инновационных систем и процессов транспортно-технологических машин: учеб. пособие. – М.: Техполиграфцентр, 2014. – 392 с.
2. Холодный ресайклинг. Wirtgen технология холодного ресайклинга. 1-е изд., Winghagen: Wirtgen Gmbh, 2012. –367 с.

3. Баловнев В.И., Данилов Р.Г., Селиверстов Н.Д. Анализ параметров и режимов работы основных систем ресайклера // Строительные и дорожные машины, 2014. № 10. – С. 45-48.
4. Баловнев В.И., Селиверстов Н.Д. Определение параметров фрезерно-гранулирующего смесительного агрегата ресайклера // Механизация строительства. 2015. № 2. –С. 16-19.
5. Баловнев В.И., Селиверстов Н.Д. Обеспечение эффективной работы системы фрезерно-смесительного и уплотнительного агрегатов ресайклеров // Ремонт, восстановление, модернизация. 2015. № 9. –С. 17-22.
6. Баловнев В.И., Селиверстов Н.Д. Оптимальные параметры и режимы работы двухвального смесительного рабочего органа ресайклера // Ремонт, восстановление, модернизация. 2015. № 10. –С. 37-40.
7. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. –2-е изд. – М.: Машиностроение, 1994. – 432 с.: ил.
8. Вялов С.С. Реологические основы механики грунтов; учеб. пособие для строительных вузов –М.: Высшая школа, 1978. –447 с., ил.
9. Веников В.А. Теория подобия и моделирования. –М.: Высш. шк., 1984. –439 с.
10. Гухман А.А. Введение в теорию подобия. –М.: Высш. шк., 1973. –286 с.
11. Клайн, С.Дж. Подобие и приближенные методы: Пер. с англ. – М.: Мир, 1968. –302 с.
12. Покровский Г.И., Федоров И.С. Центробежное моделирование в горном деле. – М.: Наука, 1972. –352 с.

В.П. Баранчик, М.Ф. Закиров, А.В. Ковалёв

Рекуперативное торможение в мобильных буровых установках

Удмуртский государственный университет, г. Ижевск, Россия

В мобильных буровых установках (МБУ) [1-3] для обеспечения постоянной скорости спуска буровой колонны труб, параллельно с основным ленточным тормозом используется гидродинамический тормоз, который охлаждается водой [4,9,10]. При этом температура воды, в зависимости от глубины скважины, достигает значительной величины, что вызывает необходимость увеличивать объём водяного бака и габариты установки. В этой связи практический интерес представляет опыт маховичного торможения груза, применяемый в лифтах и шахтных подъёмниках. В отличие от лифтов и шахтных подъёмников, имеющих постоянную массу противовеса, при бурении масса маховика, связанная с барабаном лебёдки, должна

непрерывно изменяться в зависимости от текущего значения глубины забоя (рис. 1).

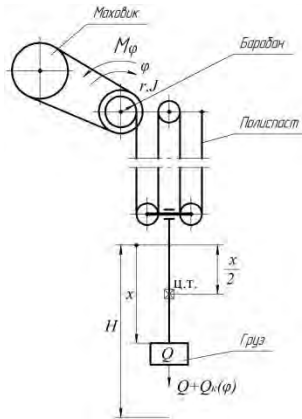


Рис. 1. Схема к расчёту маховичного замедления груза при спуске

Вал маховика связан барабаном лебёдки через ремённую передачу, с ведомым валом которой жёстко связана ступица маховика, имеющего переменный момент инерции. Момент инерции маховика изменяется пропорционально квадрату угловой скорости вала маховика.

Система торможения работает следующим образом. При поднятом грузе основной тормоз лебёдки растормаживается и поднятый груз опускается с ускорением свободного падения до безопасной скорости [10] (этап 1). С этого момента времени, для обеспечения безопасной скорости спуска груза, начинается увеличение момента инерции маховика с интенсивностью, соответствующей постоянному значению безопасной скорости спуска груза (этап 2). На последнем этапе груз движется с отрицательным ускорением до остановки, за счёт соответствующего увеличения момента инерции маховика.

Для выяснения характера движения и определения энергии системы запишем уравнение Лагранжа [1]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} - M_{\varphi}, \quad (1)$$

где T , Π – кинетическая и потенциальная энергия системы;

φ – угол поворота барабана (независимая обобщённая координата);

M_{φ} – статический момент внешних сил.

Кинетическая энергия (КЭ) системы $T = \frac{J \cdot \dot{\varphi}^2}{2}$, следовательно:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = J \cdot \dot{\varphi}; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \cdot \frac{dJ}{d\varphi};$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = J \cdot \ddot{\varphi} + \dot{\varphi} \cdot \frac{dJ}{dt} = J \cdot \ddot{\varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{dJ}{d\varphi}, \quad (2)$$

где $\dot{\varphi}$ – угловая скорость барабана;

J – переменный момент инерции вращающихся масс, приведённый к валу барабана.

Потенциальная энергия (ПЭ) системы включает ПЭ поднятого груза и ПЭ каната. ПЭ груза равна $Q \cdot (H-x)$, где Q – вес груза, x – пройденный путь, H – глубина скважины.

Для опускающегося каната вес равен $p \cdot x \cdot m$, а координата центра тяжести – $(H-x/2)$, где p – вес погонного метра каната, m – кратность полиспаста. Следовательно, ПЭ каната равна $p \cdot x \cdot m \cdot (H-x/2)$.

ПЭ системы равна: $Q \cdot (H-x) + p \cdot x \cdot m \cdot (H-x/2)$.

Переходя к обобщённой координате $\varphi = x \cdot m / r$, где r – радиус барабана, получим выражение для ПЭ системы в функции обобщённой координаты φ :

$$\Pi = Q \cdot H - (Q - p \cdot m \cdot H) \cdot \frac{r}{m} \cdot \varphi - p \cdot \frac{r^2}{2 \cdot m} \cdot \varphi^2, \quad (3)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = -(Q - p \cdot m \cdot H) \cdot \frac{r}{m} - p \cdot \frac{r^2}{m} \cdot \varphi$$

$$\left(J \cdot \ddot{\varphi} - p \cdot \frac{r^2}{m} \cdot \varphi \right) - \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \cdot \frac{dJ}{d\varphi} = (Q - p \cdot m \cdot H) \cdot \frac{r}{m}$$

Движущий момент на барабане равен:

$$M_{\varphi} = \frac{Q + p \cdot x \cdot m}{m \cdot \eta} \cdot r = \frac{Q \cdot r}{m \cdot \eta} + \frac{p \cdot r}{m \cdot \eta} \cdot \varphi, \quad (4)$$

где: η – КПД полиспаста.

С учётом формул (2), (3), (4) уравнение (1) принимает вид:

$$\left(J \cdot \ddot{\varphi} + p \cdot r^2 \cdot \left(\frac{1-m}{m} \right) \cdot \varphi \right) + \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \cdot \frac{dJ}{d\varphi} = - \left(Q \cdot \frac{r}{m} \left(1 + \frac{1}{\eta} \right) + p \cdot r \cdot H \right) \quad (5)$$

Из уравнения (5) следует, что при постоянном моменте инерции вращающихся масс происходят колебания с собственной частотой:

$$p \cdot r^2 \cdot \left(\frac{1-m}{m} \right) \quad (6)$$

Будем считать эти колебания затухающими, тогда влияние переменного

го момента инерции вращающихся масс определяется следующим уравнением движения:

$$\dot{\varphi}^2 \cdot \frac{dJ}{d\varphi} = - \left(Q \cdot \frac{r}{m} \cdot \frac{\eta+1}{\eta} + p \cdot r \cdot H \right) \quad (7)$$

Переходя от φ к t , получим:

$$\frac{dJ}{d\varphi} = \frac{dJ}{dt} \cdot \frac{1}{\dot{\varphi}}$$

$$\frac{\dot{\varphi}^2}{2} \cdot \left(\frac{dJ}{dt} \cdot \frac{1}{\dot{\varphi}} \right) = - \left(Q \cdot \frac{r}{m} \cdot \frac{\eta+1}{\eta} + p \cdot r \cdot m \right) \quad (8)$$

Интегрируя выражение (8) по времени, получим:

$$J = -2 \cdot \left(Q \cdot \frac{r}{m} \cdot \frac{\eta+1}{\eta} + p \cdot r \cdot m \right) \cdot \frac{t}{\dot{\varphi}} + C, \quad (9)$$

где C – постоянная интегрирования.

Функция (9) – кусочно-линейная, поэтому постоянная интегрирования находится отдельно для каждого этапа из начальных условий соответствующего этапа.

Начальные условия:

Этап 1. При $t_{10}=0$, $J=J_6$ – момент инерции барабана, $C=J_6$.

Этап 2. При $t_{20}=t_1$, $\dot{\varphi}=\omega$ – постоянная скорость барабана при спуске груза;

$J=J_1$ – момент инерции вращающихся масс в конце 1-го этапа;

Этап 3. При $t_{30}=t_1+t_2$, $J=J_2$ – момент инерции вращающихся масс в конце 2-го этапа. При $t=t_1+t_2+t_3$, $\dot{\varphi}=0$.

На рисунке 2 показано изменение момента инерции вращающихся масс при следующих исходных данных [5]: $\dot{x}=1$ м/с; $J_6=445$ Н·м·с²; $Q=100$ тс; $p=60$ Н/м; $H=200$ м.

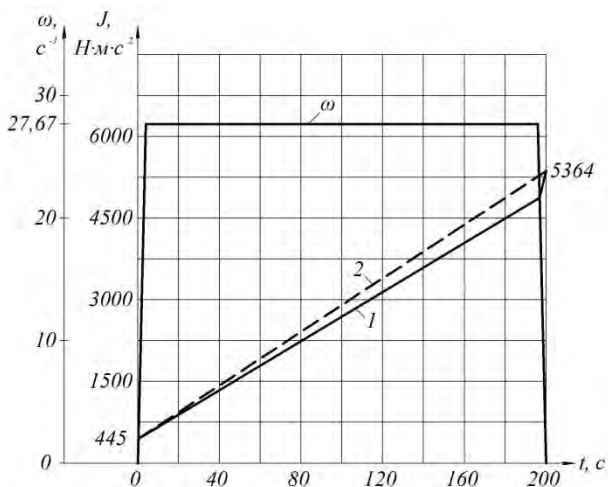


Рис. 2. Изменение момента инерции вращающихся масс при постоянной скорости спуска груза: 1 – с учётом изменения веса каната; 2 – без учёта изменения веса каната

В рассматриваемом примере ПЭ поднятого груза и каната равна $209,6 \cdot 10^6$ Н·м, в том числе ПЭ каната составляет 4,6%. Потери КЭ, связанные с разгоном вращающихся масс, равны $2,053 \cdot 10^6$ Н·м, т.е. КПД системы равен 0,993. При этом передаточное число привода дополнительного маховика определяется соотношением:

$$i = \frac{\omega}{\omega_m} = \sqrt{\frac{J_{мб}}{J}} = \sqrt{\frac{5364 - 445}{5364}} = 0,9576 \quad (10)$$

$$J_m = (5364 - 445) \cdot 0,9576^2 = 4510,7 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 \gg J_0 = 445 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2,$$

где ω_m, J_m – угловая скорость и момент инерции дополнительного маховика относительно собственной оси.

Дополнительный маховик должен значительно превышать момент инерции барабана, что является недостатком маховичного торможения. Уменьшением передаточного числа привода можно снизить вес и размеры маховика, но при этом усложняется конструкция его привода.

Полученные результаты могут послужить основой проектирования систем энергосбережения и безопасности, удовлетворяющих требованиям нормативных документов [6-8].

Список литературы

1. Давыдов Б.Л., Скородумов Б.А. Статика и динамика машин. – М.: Машиностроение, 1967. – 430 с.

2. Проектирование полноприводных колесных машин: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений: В 2 т. / Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – Т.2. – 437 с.
3. Муравенко А.Д., Муравенко В.А. Мобильные передвижные буровые установки и агрегаты. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2005. – 548 с.
4. Даниельянец А.А. Объемный гидропривод нефтепромыслового оборудования. – М.: Недра, 1975. – 177 с.
5. Модернизация подъёмного агрегата Cardwell KB 200С / Тех. отчёт по теме ИС-1-07/Б, гос. регистр АТ 03. – Ижевск: ИжГТУ, 2008.
6. ПБ 10-611-03. Правила устройства и безопасной эксплуатации подъёмников (вышек) / Госгортехнадзор РФ. – №87 (11.06.2003 г.). – М.: ПИО ОБТ, 2003.
7. ПБ 08-624-03. Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности / Госгортехнадзор РФ. – №56 (05.06.2003 г.). – М.: ПИО ОБТ, 2003.
8. РД 08-272-99. Требования безопасности к буровому оборудованию для нефтяной и газовой промышленности / Госгортехнадзор РФ. – №19 (17.03.1999 г.).
9. Кардвелл интернейшнл лимитед. Инструкция по эксплуатации.
10. Каталог НВ-1-97. Hydromatic brakes Parmac inc, Cansas, USA.

В.П. Баранчик, М.Ф. Закиров, С.В. Сычугов

Идентификация напряжённо-деформированного состояния дорожной одежды на основе вероятностных характеристик транспортного потока

Удмуртский государственный университет», г. Ижевск, Россия

Система планово-предупредительного ремонта автомобилей, положительно зарекомендовавшая себя на практике, отсутствует в дорожной отрасли. Вместо упреждающего ремонта покрытия, производится текущий и так называемый ямочный ремонт, основанный на оценке предельной ровности полотна $см/км$ в продольном направлении согласно обобщённому показателю качества участка дороги с учётом девяти поправочных коэффициентов [13]. По усреднённой ровности дороги невозможно определить место максимальной деформации, концентрации напряжений, наиболее вероятное место образования макротрещин и выкрашивания материала полотна дороги, что ведёт к избыточным объёмам и удорожанию работ. При периодическом характере наблюдений отсутствуют данные о скорости изменения напряжённо-деформированного состояния (НДС) в дорожной

одежде участков, что не позволяет оперативно влиять на устранение причин быстрого нарастания напряжений (состав и параметры ремонтного материала, технологию укладки и т.д.).

В 60-70-е годы XX века в Советском Союзе, на основе изучения вероятностных характеристик микропрофиля дорог, была создана теория и инженерные методики расчёта подвески автомобиля [1-5]. Результаты этих работ, с учётом последних исследований [10,11] в области циклической прочности грунтов и дорожных материалов, могут служить основой для создания научной основы системы плано-предупредительного ремонта дорог.

Таковыми результатами являются следующие исходные предпосылки:

1) Поверхность дороги можно рассматривать как случайную функцию только одного переменного, неслучайными характеристиками которой является дисперсия и спектральная плотность ординат в срединном продольном сечении полотна дороги, которые на основании многочисленных исследований [14-16 и др.], известны, по крайней мере, для пяти типов дорог [5, стр. 32].

2) Колебания автомобиля при движении по неровной дороге зависят только от среднеквадратичных отклонений (СКО) ординат микропрофиля и не зависят ни от типа покрытия, ни от степени его износа [5, стр. 64].

3) Фактические значения СКО равные $0,5 \div 1,26$ см, характерные для цементно- и асфальтобетонного покрытия хорошего качества, можно считать полностью соответствующим нормативным требованиям по качеству.

4) При СКО равном $1,3 \div 2,3$ см (удовлетворительное качество) необходимо углублённое обследование участка с применением неразрушающих методов контроля и определением зон концентрации напряжений.

СКО ординат микропрофиля дороги статистически связаны со скоростью транспортного потока. Это следует из следующих соображений. Средняя скорость одиночного автомобиля при движении по конкретной дороге, при отсутствии ограничений скорости, зависит от его грузоподъёмности, характеристик подвески и состояния поверхности. Водитель интуитивно ограничивает скорость, сообразуясь с условиями безопасности и виброускорением поддрессоренной массы автомобиля и груза.

При движении в транспортном потоке средняя скорость автомобиля снижается и при прочих равных условиях зависит от параметров автомобиля: грузоподъёмности, мощности двигателя, характеристики подвески, а также времени суток и дня недели. Заметим, что изменение средней скорости происходит циклически при постоянном СКО микропрофиля. Ускорение поддрессоренной массы автомобиля при заданной скорости и профиле поверхности дороги известно из испытаний автомобиля производителем.

Таким образом, текущие значения скорости и вертикального перемещения автомобиля, измеренные синхронно, однозначно характеризуют текущее состояние поверхности дороги – СКО микропрофиля, не прибегая к

трудоёмким измерениям микропрофиля дорог. Вместо них используются результаты 60-х годов, которые не получили применения в дорожной отрасли из-за отсутствия в то время тахеометров с миллиметровой точностью измерения и автоматизированных виброизмерительных комплексов. В настоящее время такое оборудование выпускается серийно.

Результатом мониторинга участка дороги должны стать графики или таблицы изменения средней скорости и СКО среднестатистического автомобиля, фиксируемые последовательно в течение суток, недели, месяца, года. Эти первичные данные обрабатываются, накапливаются и хранятся в памяти компьютера до тех пор, пока СКО среднестатистического автомобиля не достигнет предельно допустимого значения, соответствующего пределу прочности покрытия на данном участке дороги.

Параметры движения среднестатистического автомобиля вычисляются по очевидным формулам:

$$\begin{aligned} \text{средняя грузоподъёмность } Q &= \frac{\sum_{i=1}^N Q_i \cdot N_i}{N}; \\ \text{средняя скорость } v_{cp} &= \frac{\sum_{i=1}^N v_i \cdot N_i}{N}; \\ \text{среднее ускорение } \ddot{y} &= \frac{\sum_{i=1}^N \ddot{y}_i \cdot N_i}{N}, \end{aligned} \quad (1)$$

где Q , v_{cp} , \ddot{y} – средние значения грузоподъёмности, скорости и ускорения соответственно;

i – номер автомобиля;

N_i – число i -х автомобилей;

N – общее число автомобилей.

Чтобы определить СКО микропрофиля дороги, надо перейти от колебаний автомобиля к возмущению через передаточную функцию подвески.

Передаточная функция подвески среднестатистического автомобиля, испытывающего вертикальное ускорение поддрессоренной массы \ddot{y} , равна:

$$\Phi = \frac{\sum_{i=1}^N \Phi_i \cdot N_i}{N}, \quad (2)$$

где Φ_i – передаточная функция подвески i -го автомобиля при движении по среднестатистической дороге.

$$\Phi_i = \frac{\ddot{y}_i}{\sigma_i} \quad (3)$$

В формуле (3) σ_i – СКО микропрофиля, при котором i -й автомобиль испытывает ускорение \ddot{y} . Тогда расчётное значение СКО микропрофиля, при котором среднестатистический автомобиль испытывает вертикальное ускорение \ddot{y} , равно:

$$\sigma = \frac{\ddot{y}}{\Phi} \quad (4)$$

Теперь представим, что в результате постоянного мониторинга, т.е. постоянных наблюдений за скоростью и вертикальным перемещением (ускорением) автомобилей, определена динамика изменения σ , т.е. деформации покрытия дорожной одежды, и в некоторый момент времени значение σ достигло предельного значения. Этот момент является сигналом необходимости ремонта данного участка. Промедление начала ремонта означает начало роста объёма работ и затрат на ремонт. В качестве допустимых значений σ можно использовать вышеприведённые значения, или использовать данные лабораторного исследования [10].

Геоинформационные системы (ГИС), на базе которых может быть развёрнута система мониторинга состояния дороги, в дорожном хозяйстве пока не применяются. ГИС широко применяются в метеорологии, в кадастровом деле, в сотовой связи и признаны перспективными для дорожного строительства и хозяйства [17]. Имеется положительный опыт использования ГИС для управления дорожным движением, готовятся к массовому выходу на рынок навигационные системы, использующие вместо GPS, сети базовых станций. Этому способствует появление на рынке роботизированных тахеометров - геодезических приборов, позволяющих определить горизонтальные и вертикальные перемещения объекта с точностью до 1 мм, и специального программного обеспечения для обработки поступающей от них информации в режиме реального времени. Тем самым открывается возможность непрерывного мониторинга деформации покрытия или сооружения с использованием беспроводной связи объекта с сервером постоянно действующей базовой станции (ПДБС).

По информации, полученной из различных источников, ориентировочная стоимость ПДБС с готовностью «под ключ» составляет ориентировочно 3-4 млн. рублей, в зависимости от района строительства. Основные затраты (40-50%) приходятся на оборудование и программное обеспечение.

Например, для 80% покрытия сети автомобильных дорог Удмуртской Республики требуется 13 ПДБС. Однако каждая ПДБС может работать автономно, поэтому создание сети станций может быть поэтапным, с подключением очередной ПДБС к ранее созданным и постепенным наращиванием сети. Экономия средств возможна также за счёт использования суще-

ствующих зданий метеостанций и вышек сотовой связи, путём установки антенны ПДБС, например, на крыше районной администрации или на вышке метеостанции.

Считаем, что качественный и своевременный ремонт дорог с минимальными затратами возможен лишь на основе автоматизированного мониторинга состояния дорог, научную основу которого составляет идентификация НДС дорожной одежды на основе вероятностных характеристик транспортного потока.

Список литературы

1. Агеев М.Д., Агеева Н.Д. Статистические параметры микропрофиля дорожных покрытий и некоторые методы их измерения: Труды семинара по подвескам автомобиля. Вып. 8. – М.: НАМИ, 1963. – С. 17-39.

2. Певзнер Я.М. Расчёт колебаний автомобиля при различных статистических характеристиках дорожного микропрофиля: Труды НАМИ, Вып. 66. – М.: НАМИ, 1964. – С. 3-23.

3. Пархиловский И.Г. Исследование вероятностных характеристик поверхностей распространённых типов дорог и их сравнительный анализ: Труды семинара по подвескам автомобиля. Вып. 15. – М.: НАМИ, 1966. – С. 22-48.

4. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.

5. Пархиловский И.Г. Автомобильные листовые рессоры. – М.: Машиностроение, 1978. – 232 с.

6. Закиров М.Ф., Баранчик В.П. Оптимальное управление и автоматизация процесса резания снега плужным снегоочистителем // Интерстроймех – 2010: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Белгород: БГТУ, 2010. – Т.1. – С. 168-171.

7. Закиров М.Ф., Баранчик В.П. Оптимальные параметры процесса резания снега плужным снегоочистителем // Интерстроймех – 2011: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – С. 86-89.

8. Закиров М.Ф., Баранчик В.П. Новый подход к выбору режимов разрушения снега рабочими органами машин // Интеллектуальные системы в производстве. – 2011. – №2(18). – С. 107-110.

9. Закиров М.Ф., Баранчик В.П. Идентификация предельного напряжённого состояния среды при разработке плужным рабочим органом // Интерстроймех – 2012: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2012. – С. 80-83.

10. Мирсаяпов И.Т., Брехман А.И., Королёва И.В., Иванова О.А. Прочность и деформации песчаных грунтов при трёхосном циклическом нагружении. – Известия КГАСУ. – 2012. – №3(21). – С. 58-63.

11. Баранчик В.П., Закиров М.Ф., Иванов К.А., Кибардина Н.А. Определение механических характеристик песчаного грунта при циклическом нагружении рабочими органами машин // Интеллектуальные системы в производстве. – 2014. – №2(24). – С. 28-31.

12. ГОСТ 12248-2010. Грунты. Методы лабораторного определения характеристик прочности и деформируемости. – М.: Стандартинформ, 2012.

13. ОДН 218.0.006-2002. Правила диагностики и оценки состояния автомобильных дорог (взамен ВСН 6-90).

14. Красиков В.С., Трофимов О.Ф. Возмущающее воздействие микропрофиля дорог как параметр усталостного повреждения автомобильных конструкций. – В кн.: Вопросы расчёта, конструирования и исследования автомобиля. Вып. 6. – М.: Машиностроение, 1975. – С. 235-247.

15. Braun H. Untersuchungen über Fahrbanunebenheiten. – Deutsche Kraftfahrtforschung und Strassenverkehrstechnik, 1966, Heft 186, s. 1-82.

16. Van Deusen Bruce D. Analytical Techniques for Designing Riding Quality into Automotive Vehicles. – SAE Preprints, 1967, №676021.

17. Геоинформационные системы в дорожном хозяйстве: Справочная энциклопедия дорожника (СЭД). Т. VI / Скворцов А.В., Поспелов П.И., Бойков В.Н. и др. – М.: Информавтодор, 2006. – 372 с.

Ю.А. Веригин, Я.Ю. Веригина

Развитие теоретических представлений об измельчении материалов механическим способом

Алтайский государственный технический университет
им. И.И. Ползунова, г. Барнаул, Россия

Задачей математического моделирования процесса измельчения материалов является установление параметрической взаимосвязи дисперсности измельчаемого материала с энергозатратами аппарата, его конструктивно-режимными особенностями и параметрами работы.

Измельчение материалов до тонкодисперсного состояния это сложный, наследственно-необратимый процесс и его динамика сопровождается одновременным сочетанием таких явлений как:

- пластическое и упругое деформирование структуры вещества;
- поверхностное взаимодействие (наклеп) частиц между собой;
- изменение дефектности микроструктуры отдельностей с последующим повышением их прочности в следствии уменьшения размеров кластерных блоков частицы;
- диссипация тепловой энергии;

- аккумуляция энергии в структурно-обусловленной системе внутренних напряжений локальных объемов среды;
- изменение энтропии сплошной и дисперсной фаз в мельничной загрузке;
- изменение свойств межфазного состояния, механоэмиссии и аморфизации в измельчаемом материале.

Перечисленные наиболее важные особенности процесса обуславливают сложность его полного математического описания, а известные из литературных данных полуэмпирические зависимости такие как:

математическая модель Риттингера (1867 г.),

$$A = K_1 D^2$$

взаимосвязь параметров процесса

$$A = K_1 \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right)$$

область применения – при помоле материалов; (1874 г.) В.А. Кирпичева, а позднее Ф. Кик (1885 г.), сформулировали модель

$$A = K_2 D^3,$$

взаимосвязывающую параметры процесса измельчения горных пород, названную как «закон объемов», которую после преобразования можно привести к виду:

$$A = K_2 \lg \frac{D}{d}.$$

Данное уравнение применимо при крупном дроблении; П. Ребиндером (1930 г.) предложено определять энергию измельчения как

$$A = K_1 D^2 + K_2 D^3,$$

взаимосвязь параметров процесса осуществляется в виде

$$A = K_1 \left(\frac{i-1}{D} \right) + K_2 \lg i,$$

область применения – при помоле и дроблении; Ф. Бонда (1951 г.)

$$A = K_1 K_2 \sqrt{\Delta V \Delta \mathfrak{S}},$$

взаимосвязь параметров процесса $A = K_3 \sqrt{\frac{i-1}{D}},$

область применения – при помоле и дроблении; В. Баловнева (2000 г.)

$$A_{ДР} = B d \sigma_i^n / E,$$

взаимосвязь параметров процесса B - экспериментальный показатель, область применения – при измельчении. Принятые обозначения: D – средний размер исходной фракции; d – средний размер фракции готового продукта; i – степень измельчения; K_1, K_2, K_3 – эмпирические коэффициенты; B – сопротивление измельчению; n – силовой коэффициент вероятности; σ – предел прочности материала; E – модуль деформации среды. При этом очевидно, что они не дают полной картины сложных явлений и носят эмпирический характер, отражающий зависимость одного из перечисленных факторов – общую работу, затраченную на определенный объем измельчаемого продукта.

Современный экспериментальный и теоретический материал, накопленный исследователями различных стран показывает, что теория измельчения должна строиться на основе моделей прочности твердых тел, вызывающих как внутренние молекулярно-кинетические эффекты, так и физико-химические поверхностные явления, учитывающие структурные взаимодействия разрушаемых микрообъектов.

Очевидно, что упомянутые эмпирические зависимости [1], не учитывают полную картину физики измельчения вещества, поэтому процесс помола относится в разряд не управляемых, расчеты оборудования не точны, что приводит к низкому КПД (не более 6%) помольного оборудования.

Анализируя процесс измельчения с позиций обобщенной теории прочности Гриффитса-Орована-Рейбиндера можно констатировать, что он происходит в несколько этапов наиболее важными из которых являются:

- возникновение дефектов и локализация концентраций напряжений при объемном деформировании микрочастицы вещества;
- появление зародышевых микротрещин и их развитие, приводящее к разрыву кристаллической целостности структурной решетки микрочастицы;
- рост на базе зародышевых микротрещин магистральных дефектов, ответственных за разрушение микрообъема тела.

С уменьшением размеров микрочастиц микроструктура их кластерных объемов характеризуется более совершенной кристаллической решеткой, разрушение которых возможно по кристаллографическим плоскостям составляющим краевые или винтовые дислокации [1].

Под воздействием рабочего органа измельчителя в микрообъемах среды превышаются внутренние напряжения в структурных решетках микрочастиц концентрируя слияние ведущих дислокаций и образование зародышевой микротрещины. Дальнейшее размножение дефектности приводит к разрушению микрочастицы или полной аморфизации вещества.

Таким образом, чтобы разрушить вещество необходимо приложить разрушающее воздействие, эквивалентное величине структурной прочности его внутренних связей, которые согласно закономерностей Гиббса-

Гельмгольца зависят от внутренней энергии микрочастицы равной dU . С позиций теории механической прочности описанный сценарий можно выразить общим уравнением в виде [2], которое в дифференциальной форме представляется как

$$dA_p = 0,32\sigma_p dV \sqrt{\frac{1}{i-1}} + NRT \ln \left[\frac{18RT}{ah} K_m \rho^* dl^3 dl^2 dl(i-1) \right] - \text{Дж}, \quad (1)$$

$$- \sigma_p \beta \Delta T dl^3 - 0,239C \Delta T \rho dl^3$$

где A_p – энергия разрушения микрочастицы объемом dV ;

dV – единица объема вещества;

ρ^* – удельная плотность дислокаций в структурной решетке вещества;

C – удельная теплоемкость среды; ρ – плотность вещества; β – коэффициент теплового расширения вещества; i – степень измельчения;

l – размер отдельных дисперсий вещества; K_m – молярная плотность вещества;

σ_p – теоретическая прочность разрушаемой дисперсии вещества;

h – постоянная Планка;

R – постоянная Больцмана;

N – число Авагадро;

T – абсолютная температура процесса разрушения.

Чтобы упростить уравнение и привести в аналогию с ранее известными законами измельчения примем обозначения $K_1 = 0,32\sigma_p \sqrt{\frac{1}{i-1}}$,

$$K_2 = -\rho\sigma_p\Delta T, \quad K_3 = -0,239C\rho\Delta T, \quad K_4 = NRT,$$

$$K_5 = \frac{18RT}{ah} K_m \rho(i-1)$$

можно записать, что уравнение баланса энергии,

необходимой для разрушения микрочастиц, выразится соотношением

$$A_p = (K_1 + K_2 + K_3) \cdot dV + \text{Дж} \quad (2)$$

$$K_4 \ln K_5 dV d\zeta dl$$

Физический смысл коэффициентов в уравнении (2) следующий:

- K_1 - определяет величины упругого и пластического деформирования, создающие поток потенциальной энергии, необходимый для обеспечения напряжений в единице объема dV с последующим его разрушением до заданной степени измельчения i ;

• K_2 - определяет условия создания дополнительных напряжений σ и тепловых деформаций в единице объема при наличии температурных градиентов ΔT в среде плотностью ρ ;

• K_3 - учитывает удельный расход тепловой энергии диссипирующей-ся в единице объема вещества в процессе измельчения;

• K_4 - молекулярно-кинетический оператор, соответствующий эффектам СПЭ – свободная поверхностная энергия, АСОСВН – аккумулялирование энергии в структурно-обусловленной системе внутренних напряжений локальных объемов среды, МЭ – эффекты механоэмиссии, КЭ – кинетическая энергия при образовании осколков измельчения;

• K_5 - характеризует условие, обеспечивающее экстремальный ход процесса разрушения межатомных связей, спонтанного роста микротрещин и достижения заданной степени измельчения i в единичных объемах dV_i . Анализ уравнения (2) и его сравнение с существующими эмпирическими законами измельчения показывают, что оно учитывает все стороны явлений, имеющих место при измельчении материалов механическим способом (измельчением) до сверхтонкого состояния. В их числе силовое и температурное деформирования и сопутствующие им проявления молекулярно-кинетического и теплового характеров. При этом значения коэффициентов $K_1 \dots K_5$ определяются по конкретным формулам, не относящимся к эмпирическим зависимостям.

Содержание в уравнении таких параметров, как физико-механические свойства среды (σ_p, E, ρ), характеристики дисперсности материала до и после измельчения (V, l, F, i), позволяет установить взаимосвязь полезной энергии измельчения с технологическими параметрами технологических производств вяжущих материалов в строительстве.

Предложенная математическая модель процесса разрушения вещества (2) показывает, **что процесс измельчения – сложный, многоступенчатый и связан с изменением энергетического состояния вещества вследствие его масштабного упрочнения, вскрытия новых химически активных поверхностей и твердотельных нанокластеров.**

Наращение и развитие новых дефектных зон в тонкодисперсных системах, подверженных механическому воздействию, происходит за счет расшатывания дислокационных структур, образования микротрещин, роста магистральных дефектов и разрушения структурных ансамблей до полной аморфизации вещества.

Энергия разрушения включает в себя сумму энергозатрат, учитывающих создание напряженно-деформированного состояния в структуре вещества, обеспечение экстремальных условий размножения дислокаций и ро-

ста микротрещин, образования новых поверхностей в соответствии с требованиями технологии, предписанными степенью измельчения.

Высвободившаяся при этом энергия рассеивается в виде активных тепловых флуктуаций, пассивного тепла и частично переходит в приповерхностную энергию активности продукции.

Список литературы

1 Веригин Ю.А. Технологические принципы измельчения и активации исходного сырья при изготовлении дорожно-строительных материалов / Ю.А. Веригин, Я.Ю. Веригина, Е.А. Клименко // Материалы международной Н.Т.К. 11 – 14 сентября 2007 г. «Интерстроймех 2007». – Самара. – С. 89 – 92

2 Веригина Я.Ю. Развитие теоретических представлений о процессах измельчения материалов до тонкодисперсного состояния/ Журнал «Известия Вузов» «Строительство» 2010, с. 106-112

П.В. Витчук, Н.В. Трухов

Устройство для выравнивания натяжений в тяговых канатах лифта

Калужский филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», г. Калуга, Россия

Тяговые канаты в лифтах служат для передачи движения от лебедки на кабину и противовес. Тяговые канаты закрепляют на главной балке каркаса кабины или пропускают через закрепленные на ней отклоняющие блоки (если применяется полиспастная подвеска). Крепление каждого каната должно быть независимым.

Минимальное число ветвей канатной подвески принимают не менее трех для лифтов с канатоведущим шкивом и двух – с тяговым барабаном. По крайней мере, с одной стороны канатной подвески, должно быть установлено устройство для выравнивания натяжения отдельных ветвей каната. Это устройство обычно представляет собой механизм на основе амортизирующих элементов сжатия [1].

Равномерность натяжения тяговых канатов в лифтах обеспечивает более длительный срок службы канатоведущего шкива вследствие уменьшения износа его ручьев [2-4]. Обеспечение равномерности натяжения кана-

тов особенно затруднено у лифтов с нечетным количеством тяговых канатов и лифтов с количеством тяговых канатов шесть и более.

В работе [5] автором предложено несколько перспективных конструкций устройств для выравнивания натяжений в лифтах с ленточным тяговым органом: с зубчатой передачей, с винтовой передачей, с гидроцилиндрами.

Преимуществами устройств с гидроцилиндрами являются наилучшее выравнивание натяжений за счет перераспределения давлений рабочей жидкости в гидроцилиндрах, а также возможность оборудования их датчиками, позволяющими контролировать положение рабочего органа и на этой основе определять натяжения в тяговых канатах в автоматическом режиме. Такими датчиками могут быть, например, резистивные (потенциометрические), абсолютные цифровые, инкрементальные цифровые, бесконтактные цифровые датчики на основе оптоэлектроники или магниторезистивного эффекта, емкостные, индуктивные и др. [6–10].

Принцип действия индуктивных датчиков основан на том, что в элемент, перемещение которого предполагается измерить, вовлекается один из элементов магнитного контура, который вызывает тем самым изменение потока через измерительную обмотку и соответствующий электрический сигнал.

После проведения анализа по выбору конструкции и принципа действия устройства для выравнивания натяжений в тяговых канатах лифта была спроектирована гидравлическая подвеска для грузового лифта грузоподъемностью 2000 кг с шестью тяговыми канатами.

По рассчитанному усилию на один тяговый канат 3135 Н был выбран гидроцилиндр КГЦ 136 ПТС-9 (рис. 1) с максимальным допускаемым усилием 4000 Н с возможностью установки индуктивного датчика положения SM180-HYD. Диапазон хода индуктивного датчика составляет от 0 до 180 мм, что удовлетворяет требованиям к рабочему ходу балансирной подвески тяговых канатов лифта.

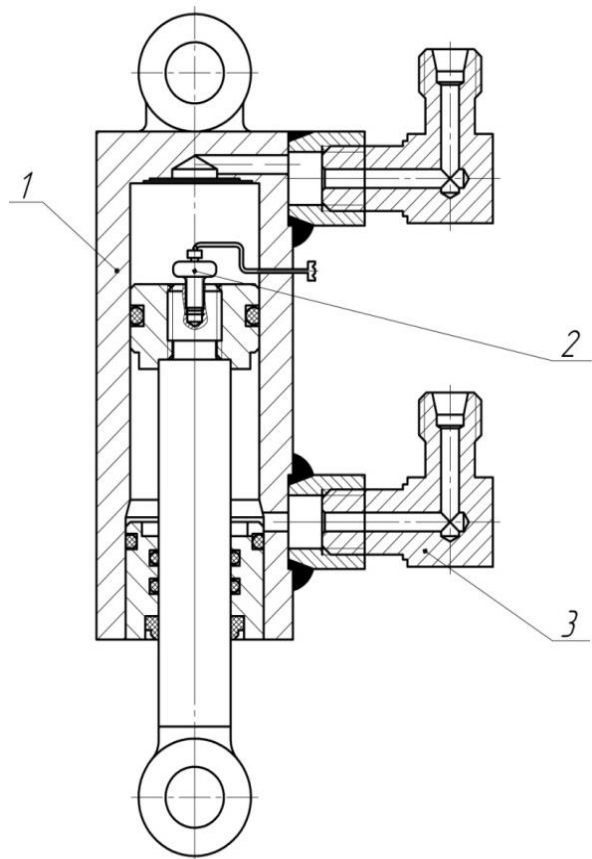


Рис. 1. Гидроцилиндр с датчиком положения:
1 – гидроцилиндр КГЦ 136 1ПТС-9; 2 – индуктивный датчик положения SM180-HYD; 3 – угольник ввертной

Для установки в машинном помещении спроектированного устройства для выравнивания натяжений предлагается модернизировать раму, используемую в типовой подвеске грузового лифта с шестью тяговыми канатами (рис. 2). Базовые элементы рамы были переработаны с целью уменьшения металлоемкости без потери несущей способности, также были проработаны места крепления гидроцилиндров и подвода аппаратуры записи данных с индуктивных датчиков.

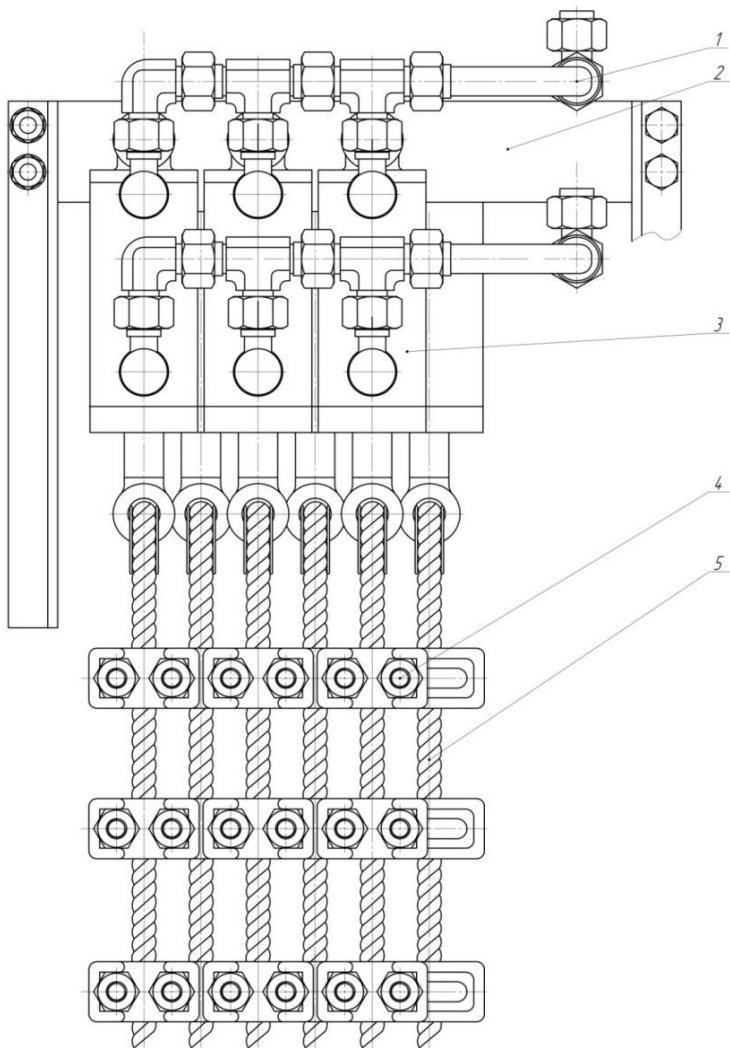


Рис. 3. Устройство для выравнивания натяжений в тяговых канатах:
 1 – трубопровод; 2 – рама; 3 – гидроцилиндр; 4 – канатный зажим;
 5 – тяговый канат

Предложенная конструкция устройства для автоматического выравнивания натяжения в тяговых канатах лифта позволит увеличить ресурс канатоповодящего шкива и тяговых канатов, а также автоматизировать контроль за состоянием канатно-блочной системы, что положительно скажется на надежности лифта в целом.

Список литературы

1. Яновски Л. Проектирование механического оборудования лифтов. Третье изд-е: – М.: Издательство АСВ. 2005. 336 с.
2. Анцев В.Ю., Витчук П.В. Расчет параметров канатоведущего шкива лифта в процессе износа // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2012. № 2-6 (292). С. 116-122.
3. Анцев В.Ю., Сероштан В.И., Витчук П.В. Многовариантный подход к определению параметров канатно-блочной системы лифта // Известия ТулГУ. Технические науки. 2012. № 10. С. 71-78.
4. Анцев В.Ю., Витчук П.В. Обеспечение долговечности лифтовых канато-ведущих шкивов // Тяжелое машиностроение. 2013. № 11-12. С.37-41
5. Борохович А. И. Грузоподъемные установки с ленточным тяговым органом. –М.: Машиностроение. 1980. 191с.
6. Гоцеридзе Р.М., Нитусов Ю.Е. Анализ работы датчиков сил и линейных перемещений с последовательными LC-контурами. –М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2009. 116 с.
7. Королев С.А., Михеев В.П. Датчики и детекторы физико-энергетических установок. –М.: НИЯУ МИФИ. 2011. 232 с.
8. Датчики: Справочное пособие / В.М. Шарапов [и др.]. –М.: Техносфера. 2012. 624 с.
9. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. –С-Пб.: Лань. 2015. 656 с.
10. Замалеев З.Х., Посохин В.Н., Чефанов В.М. Основы гидравлики и теплотехники. –С-Пб.: Лань. 2014. 352 с.

Т.В. Гаах, В.И. Сероштан

Влияние остаточных напряжений на усталостную прочность в элементах ГПМ

Калужский филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», г. Калуга, Россия

Известно [1], что основной сравнительной характеристикой прочностных свойств материала при статических нагрузках является предел прочности или временное сопротивление σ_g . Определяется он величиной разрушающего напряжения, возникающего в образце при максимальной нагрузке. Если образец из такой же стали подвергать переменному растяжению и сжатию длительное время, то его разрушение произойдет при напряжении,

значительно меньшем предела прочности. Наибольшие напряжения, при которых образец может не разрушаясь, работать в условиях переменных нагрузок, называют пределом выносливости или пределом усталости σ_r (r - коэффициент асимметрии цикла). При симметричном цикле $r = -1$ предел выносливости будет σ_{-1} . Если $r = 0$, это будет σ_0 - предел выносливости для пульсирующего цикла. Предел выносливости для стали при изгибе $\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5)\sigma_g$.

Разрушение от переменных нагрузок называют разрушением от усталости материала. Чем меньше напряжение при усталостном разрушении, тем больше число циклов выдержит деталь или образец. В настоящее время ещё нет единой достоверной теории, объясняющей природу усталостных процессов. Однако, многочисленные исследования [2, 3] дают возможность определить последовательность возникновения усталостных трещин и их развития вплоть до разрушения. При этом важно изучение факторов, оказывающих влияние на эти процессы. Так скорость протекания процесса образования усталостной трещины зависит от величины переменной нагрузки. При этом, начавшееся интенсивное образование усталостной трещины можно остановить, уменьшив нагрузку. Возобновить трещинообразование можно увеличением числа циклов при той же нагрузке. При этом немаловажное значение могут иметь многочисленные конкретные особенности для каждого случая. Это: уровень нагружения, качество металла, его механическая и термическая обработка [3, 4], в том числе сварка,ковка, не идентичность условий эксплуатации и пр.

Необычна зависимость усталости (выносливости) от температуры. С повышением температуры примерно до 100°C выносливость снижается, при дальнейшем повышении температуры она повышается, достигая максимума при $250 \dots 300^\circ\text{C}$. При понижении температуры от комнатной до -80°C усталостная прочность углеродистых сталей повышается на $20 \dots 40\%$, легированных сталей – на $5 \dots 10\%$.

Условия нагружения, включая интенсивность приложения переменных усилий, также влияют на продолжительность безотказной работы конструкции, т.е. на её долговечность. Если в течение непродолжительного времени деталь нагружать переменным напряжением выше предела выносливости, то она может разрушиться при напряжениях ниже предела выносливости. Если при этом деталь предварительно подвергнуть напряжениям ниже предела выносливости, то она приобретает более высокий предел выносливости. Так на практике осуществляется тренировка металла с целью получения более высоких пределов выносливости.

Наиболее значительное влияние на усталостную прочность оказывают остаточные напряжения [5, 6, 7]. В одних случаях они ускоряют, в других – замедляют усталостные явления. Возникновение остаточных напряжений обусловлено упруго-пластическими свойствами материала. Механизм об-

разования остаточных напряжений проиллюстрируем на примере изгиба балки – см. рис.1.

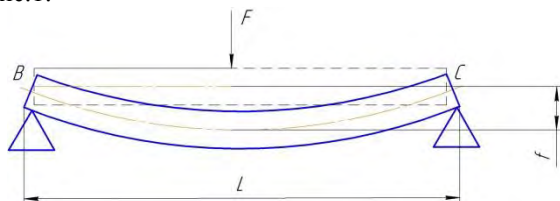


Рис. 1. Изгиб балки

От усилия F балка BC упруго прогибается на величину f . Верхние волокна сечения балки сжаты, нижние - растянуты. Напряжения в верхних волокнах σ_{\min} , в нижних - σ_{\max} . Можно подобрать величину силы F такую, чтобы напряжения нижних волокон σ_{\max} превысили предел текучести σ_T данного материала. Тогда в зоне нижних волокон возникнет остаточная деформация. После снятия нагрузки F балка под действием внутренних сил упругости будет стремиться выпрямиться. В зоне нижних волокон балки определённый слой металла будет деформирован. В материале этой зоны в результате действия внутренних упругих сил балки возникнут остаточные напряжения. Для сталей с высоким пределом текучести они могут достигать 600...800 МПа.

Остаточные напряжения возникают при нарушениях геометрической формы элементов конструкций в виде погнутостей, вмятин и других остаточных деформаций, появившихся в результате воздействий локальных нагрузок в процессе эксплуатации, транспортирования, монтажа и ремонтов машин и механизмов. При расчётах конструкций с такими повреждениями и оценке напряжённо-деформированного их состояния необходимо учитывать возникшие остаточные напряжения, которые могут оказаться сравнимыми с пределом текучести материала.

Задача определения остаточных напряжений наиболее достоверно решается экспериментально. Однако, при этом неизбежны процедуры разрушающего или неразрушающего контроля с применением соответствующего дорогостоящего оборудования. Разработку расчётного метода определения зон и величин остаточных напряжений целесообразно проводить путём теоретического решения обратной упругопластической задачи [8]. При этом по известным остаточным прогибам на основе вариационного принципа с использованием метода конечных элементов строится численный алгоритм приближенного решения [9].

Рассмотрим проблему на примере прямолинейной балки длиной $BC=L$. Ось их системы координат xuz направлена вдоль балки, оси y и z совпадают с главными центральными осями инерции поперечного сечения балки. Материал балки однородный. При выполнении гипотезы плоских

сечений связь между напряжениями σ и деформациями ε для линейно-упрочняющегося материала в любой точке в отсутствии упрочнения будет $\sigma = E\varepsilon$, $\varepsilon < \varepsilon_T$. При наличии упрочнения $\sigma = \mu\varepsilon + (E - \mu)\varepsilon_T$, $\varepsilon > \varepsilon_T$, $\varepsilon_T = \sigma_T / E$, где E - модуль упругости; σ_T - предел текучести; ε_T - деформация, соответствующая σ_T . При $\mu = 0$ имеем идеальный упругопластический материал без упрочнения $\mu = (\sigma_B - \sigma_T)(\varepsilon_B - \varepsilon_T)$, где σ_B - предел прочности; ε_B - деформация, соответствующая σ_B .

Действующая внешняя поперечная нагрузка F в плоскости xOz вызывает упругопластический прогиб f . После снятия нагрузки F происходит упругая разгрузка материала, остаётся остаточный прогиб f_0^* . Прогибы f и f_0^* получаем измерениями или задаем допустимые величины. Для определения остаточных напряжений в балке выделяем в поперечном сечении площадью A упругую и пластическую области, расположенные симметрично оси y .

Обратная упругопластическая задача для балки сводится к отысканию минимума функционала J .

$$J = \frac{1}{2} \int_0^L C_p f_0^2 dx - \int_0^L C_e f f_0 dx,$$

$$C_p = (E - \mu) \left[J_p \xi h S_p + \frac{1}{4} \xi^2 h^2 A_p \right];$$

$$J_p = \iint_{A_p} z^2 dy dz; S_p = \iint_{A_p} z dy dz; A_p = \iint_{A_p} dy dz;$$

$$J = \iint_A z^2 dy dz; C_e = EJ; \xi = \frac{2\varepsilon_T}{hf}.$$

где J - функционал; ξ - безразмерная координата, $\xi (0 < \xi \leq 1)$; $h/2$ - расстояние от нейтральной оси до крайнего волокна поперечного сечения.

Выражения A_p, S_p, J_p должны определяться для конкретной формы поперечного сечения, т.к. эти функции безразмерной координаты ξ , которая зависит от конфигурации деформируемой балки. Неизвестные упругопластические прогибы определяются с помощью метода конечных элементов. При этом балка рассматривается как ансамбль двухузловых конечных элементов с двумя степенями свободы в каждом узле.

Результаты практического решения задачи определения остаточных напряжений балки в виде трубы диаметром 89 мм с толщиной стенки 5 мм [9] показывают, что даже при незначительных начальных прогибах, удовлетворяющих требованиям по допускаемым отклонениям от проектной

формы, остаточные напряжения достигают значительных величин, что диктует обязательное проведение наряду со статическим расчетом проводить расчеты на усталостную прочность. Особенно это актуально для эксплуатирующийся в настоящее время ГПМ, отработавших нормативный срок службы, численность которых по многочисленным оценкам достигает 80 % и более [10,11].

Список литературы

1. Справочник по кранам: В 2 т. Т.1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций. / В.Н. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др.: Под общ. ред. М.М. Гохберга. – М.:Машиностроение, 1968 – 536 с.
2. Николаев Г.А. Сварные конструкции. Прочность сварных соединений и деформаций конструкций. / Г.А. Николаев, Е.А. Куркин, В.А. Винокуров. – М.: Высшая школа, 1982 – 272 с.
3. Шевелько П.С. Усталость металлов в конструкциях самолетов. – М.: Машиздат, 1963 – 233 с.
4. Башкатов А.В. Напряжения и деформации при сварке. – Воронеж: изд-во ВГТУ, 1999 – 172 с.
5. Биргер И.А. Остаточные напряжения. – М.: Машиздат, 1963 – 233 с.
6. Буркин С.П. Остаточные напряжения в металлоконструкциях: учебное пособие. / С.П. Буркин, Г.В. Шимов, Е.А. Андрюкова – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2015 – 248 с.
7. Технологические остаточные напряжения. / Под. ред. д.т.н., проф. А.В. Подзея – М.: Машиностроение, 1973 – 2016 с.
8. Цвелодуб И.Ю. Обратная упругопластическая задача для пластин. // ПМТФ. – 1999, Т. 40, №4 – С.186-194.
9. Павшок В.Н. Оценка остаточных напряжений в элементах конструкций. // В.Н. Павшок, С.В. Левяков. Безопасность труда в промышленности. – М.: 2005 – С. 37-39.
10. Сероштан В.И. Диагностирование грузоподъемных машин. В.И. Сероштан, Ю.С. Огарь, А.И. Головин и др.: Под ред. В.И. Сероштана, Ю.С. Огаря. – М.: Машиностроение, 1992 – 192 с.
11. Сероштан В.И., Гаах Т.В. Усталостная прочность и выносливость металлоконструкций грузоподъемных машин. // Механизация строительства. Вып. 2. 2017. С. 27-31.

Оценка влияния собственных колебаний понтона на усталостную прочность элементов металлоконструкции плавучего крана

Московская государственная академия водного транспорта – филиал Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова», г. Москва, Россия

Поличастотные нагружения элементов металлоконструкции плавучих кранов вызваны целым рядом причин [1], основными из которых являются раскачивание груза, качка понтона и собственные колебания металлоконструкции. В настоящее время в нормах расчета [2] не предусмотрен учет этих колебаний при оценке усталостной прочности верхних строений плавучих кранов. В то же время заметное влияние поличастотности нагружения на снижение усталостной прочности грузоподъемных кранов отмечено в исследованиях, проведенных на опытном заводе сварочного оборудования института электросварки им. Е. О. Патона [3]. В этих исследованиях учитывалось влияние дополнительных колебаний, связанных с движением крана по неровности рельсового пути. Кроме того, влияние собственных колебаний металлоконструкции, связанных с работой кранов также оказывает заметное (до 13%) снижение усталостной прочности [4].

Оценка влияния поличастотного нагружения на усталость металлоконструкции верхних строений плавучих кранов требует решения двух основных задач:

1. оценка параметров поличастотного нагружения
2. оценка влияния поличастотности на усталостную прочность.

Для решения первой задачи авторами выполнено экспериментальное исследование качки масштабной модели плавучего крана КПл 15-30 (рис. 1) с различными грузами и вылетами стрелы.



Рис. 1. Масштабная модель плавучего крана КПл 15-30

Колебания крана инициировались двумя различными способами:

1. приложение нагрузки на кран, находящийся в покое – имитация подъёма груза «с подхватом»,
2. частичное снятие нагрузки с крана, находящегося в покое – имитация разгрузки крана при работе в грейферном режиме.

Оценка параметров поличастотного нагружения выполнялась на основе анализа акселерограммы. Три акселерометра ВС 201 производства ЗАО «Электронные технологии и метрологические системы» (датчик ВС 201 внесен в реестр средств измерений РФ под № 49619-12) устанавливались в центре тяжести понтона взаимоперпендикулярно, что позволило контролировать положение понтона в пространстве (углы крена и дифферента) и вертикальное ускорение понтона при качке на волне.

Наибольшие ускорения при работе крана возникают у оголовка стрелы. Для измерения этих ускорений был установлен отдельный акселерометр ВС 201 (рис. 2).



Рис. 2. Установка акселерометра на стрелу

Измерение ускорений проводилось с применением аналого-цифрового преобразователя ZET 220 производства ЗАО «ЭТМС» и портативного компьютера, оснащённого специализированным программным обеспечением «Zetlab». Выявление основных колебательных процессов выполнялось на основе анализа спектров Фурье полученных акселерограмм. Спектральный анализ проводился в программном комплексе MathCAD 2015.

В результате эксперимента установлено, что основной вклад в процесс поличастотного нагружения вносят колебания, связанные с качкой понтона и раскачиванием груза, при этом вклад собственных колебаний стрелы незначителен и находится в пределах экспериментальной погрешности. Характерная акселерограмма колебаний понтона при подъёме с подхватом приведена на рис. 3

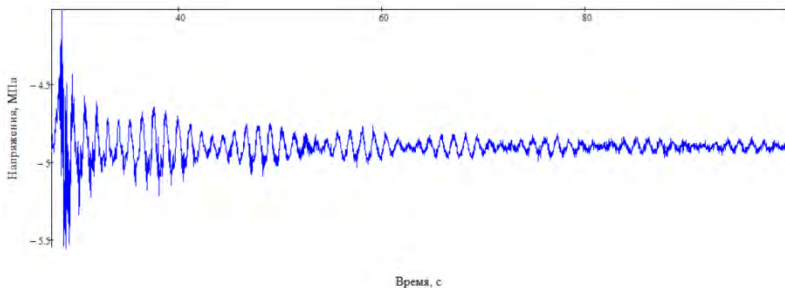


Рис. 3. Акселерограмма колебаний понтона при подъёме «с подхватом»

Уже на акселерограмме видно наличие как минимум двух колебательных процессов, что подтверждается спектральным анализом полученной акселерограммы (рис. 4).

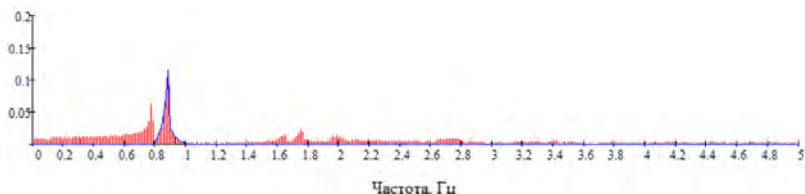


Рис. 4. Энергетический спектр колебаний понтона при подъёме «с подхватом»

На основе полученных результатов авторами разработана математическая модель, описывающая процесс колебаний плавучего крана, включающая в себя качку понтона и раскачивание груза на канатах. Применение полученной модели позволило рассчитать напряжения, действующие в трещиноопасных участках металлоконструкции крана.

Учёт влияния бигармонических колебаний на усталостную прочность проводился по методике, изложенной в [5]. Полученные результаты расчётов показывают снижение усталостной прочности отдельных элементов более чем на 14%, однако более точные результаты авторы рассчитывают получить на основе тензометрических исследований, проводимых в настоящее время на той же модели, а также на плавучем кране КПЛ 16-30.

Список литературы

1. Ганшкевич А. Ю., Розов В. В. Подходы к оценке влияния качки на усталостную прочность металлоконструкции верхнего строения плавучего крана. / Материалы XXII Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Подъёмно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы». – М.: МАДИ: 2018.
2. Правила Российского Речного Регистра.: в 5-ти томах. – М.: Российский Речной Регистр, 2015.
3. Попов В.А., Гудошник В.А. На тернистом пути экспертизы промышленной безопасности / В.А. Попов, В. А. Гудошник. — Днепропетровск: АРТ-ПРЕСС, 2016. — 544 с., 241 ил., 34 табл., 3 прил. Библиогр.: 274 назв.
4. О. Ю. Смородинов. Оценка влияния собственных колебаний металлоконструкций на усталостную прочность подъёмных сооружений.: ВКР – М.: МГАВТ, 2017. – 84с.
5. В.С. Ковальчук. Определение циклической долговечности материалов и сварных соединений при поличастотном нагружении / В.С. Ковальчук / Автоматическая сварка. — 2008. — № 12 (668). — С. 33-39. — Библиогр.: 6 назв.

Проектное прогнозирование режима работы насосной установки гидропривода СДМ

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет", г. Москва, Россия

Проектирование современных машин и оборудования всё больше уходит из области предполагаемых режимов работы в конкретизацию с высокой степенью точности описания фактических параметров функционирования техники как в номинальных, так и граничных условиях эксплуатации. Указанное касается и гидравлического привода, который имеет наиболее широкое распространение в мобильной технике строительного, коммунального и иного назначения.

Одно из направлений, реализуемых при проектировании, является учёт максимально возможного числа факторов, влияющих на машину. Принятие среднего режима работы и анализ работы машины в этих условиях уже не актуально. Применение граничных условий эксплуатации, при которых оценивается собственно возможность работы оборудования, не даёт корректной оценки работы системы в целом, и не предоставляет реальной картины для прогнозирования долговечности техники.

Оценка работоспособности системы и прогнозирование её дальнейшей работы становится осознанной необходимостью, а проблема более точного учёта фактических параметров учёта выходит в первый план. При этом представляется недопустимым интерполяция и экстраполяция данных по краевым значениям. Подобное в ряде случаев может быть применено лишь для оборудования, работающего в постоянных условиях. Если же диапазон изменения внешних условий широк, недопустимо игнорировать большинство факторов, делая упор лишь на тех, влияние которых на протекающие в оборудовании процессы общепринято значительным.

В связи с этим на стадии проектирования, когда приходится рассматривать различные варианты систем приводов, а также их компоновки на поворотной платформе и рабочем оборудовании, целесообразным будет являться схема автоматического расчёта фактических параметров работы гидромашин, и вытекающих из этого иных характеристик гидросистемы.

Описание поведения гидросистемы обычно принято основывать на изменении объёмных характеристик, корректируемых по величине объёмных потерь [1]. Такие методы достаточно просты, но при этом не учитывают ряда факторов, таких как изменение объёмного КПД η_v от давления [2], температуры [3], степени изношенности [4] и других факторов. При этом внедрение систем диагностирования гидроприводов, которые как неодно-

кратно отмечалось [5] существенно повышают прогнозируемость фактических режимов эксплуатации, на стадии проектирования ещё бесполезны.

Обычно, принято рассматривать,

$$Q_{\Phi} = Q_T \eta_V,$$

где Q_{Φ} - фактическая подача насоса; Q_T - теоретическая подача насоса.

При этом нормативная документация [6] подразумевает введение корректировки на изменение частоты вращения приводного вала двигателя в зависимости о изменения нагрузки на входном валу насоса.

При этом широко известна формула, согласно которой фактическая подача может быть описана в зависимости от фактического давления p_{Φ} и коэффициента k , который равен тангенсу угла падения кривой фактической подачи насоса от давления (приняв данную зависимость линейной):

$$Q_{\Phi} = Q_T (1 - p_{\Phi} k).$$

В этом случае, представляется возможным, дать описание указанного коэффициента через условно известные номинальное давление насоса $p_{ном}$ и объёмный КПД при номинальном давлении η_{VH} :

$$k = (1 - \eta_{VH}) / p_{ном}.$$

Тогда, задавая квадратичной зависимость фактического давления на насосе от фактического расхода жидкости в системе с учётом коэффициента пропорциональности K , отражающего геометрические характеристики элементов гидросистемы и режим течения жидкости, и давления на гидродвигателе $p_{вн}$, соответствующем давлению, формируемом внешней средой, на которую оказывается воздействие, можно в результате ряда простых подстановок и преобразований получить формулу, описывающую фактическую подачу насоса от внешней нагрузки и геометрических параметров системы:

$$Q_{\Phi} = \frac{\sqrt{4Q_T^2 K k - 4Q_T^2 K k^2 p_{вн} + 1} - 1}{2Q_T K k}.$$

При этом следует отметить, что данный вид формулы может быть применим только в условии допущения, что вязкость рабочей жидкости никаким образом не влияет на объёмные характеристики гидромашин. С учётом того, что это допустимо очень ограничено, предложенная зависимость должна корректироваться по величине объёмного КПД, ориентируясь на изменение вязкости рабочей жидкости от изменения как окружающей температуры, так и от изменения режима работы оборудования. Такая корректировка возможна по формуле [7]:

$$\eta_{V\Phi} = 1 - C(v_{\Phi})^a ;$$

где $\eta_{V\Phi}$ – фактический объёмный КПД; C – коэффициент, зависящий от модели гидромашин; v_{Φ} – фактическая вязкость рабочей жидкости; a – показатель функции, определяемый для каждой модели гидромашини опытным путём.

Проектное прогнозирование во многом усложняется и тем, что в машинах чаще всего имеют место режимы работы, когда механизмы задействованы с разной интенсивностью и периодичностью. Постоянство и использование практически всегда на полную мощность проявляется только у машин с одним механизмом и у незначительного числа машин с несколькими механизмами, работающих в тяжёлых условиях. В качестве примера последних могут быть приведены одноковшовые гидравлические экскаватора, у которых режим работы гидросистемы в условиях массовой выемки грунта практически постоянен [8].

В иных случаях возникают гидравлические контуры, которые используются достаточно с разной интенсивностью. Именно в таких контурах будет минимизировано влияние нагрева жидкости от тепла, выделяемого в процессе работы, и все функциональные изменения системы будут связаны, в основном, с погодными колебаниями температуры. При этом, при одинаковом использовании по времени доля "погодной" температуры становится больше в приводах с гидроцилиндрами, чем с гидромоторами, из-за существенно больших внешних поверхностей, интенсифицирующих охлаждение. Также проявляется влияние более низких скоростей течения жидкости.

Список литературы

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. М.:Машиностроение, 1971. 671 с.
2. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.
3. Густов Д.Ю., Трещалин С.А. Диагностирование гидропривода строительных машин с учётом изменения вязкости рабочей жидкости // Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века, 2006 г., №10, с. 80-81
4. Российская энциклопедия самоходной техники. Основы эксплуатации и ремонта самоходных машин и механизмов. Справочное и учебное пособие для специалистов отрасли "Самоходные машины и механизмы". В 2-х т. Т. 2 - М.: Изд-во РБОО Просвещение, 2001 г., 260 с.
5. Любельский В.И., Петров И.В. Повышение эффективности работы машин с помощью диагностики технического состояния гидропривода // Тяжелое машиностроение. 2000. № 9.
6. МДС 12–20.2004 Механизация строительства. Организация диагностирования строительных и дорожных машин. Диагностирование гидроприводов, М.: ФГУП ЦПП, 2004, 36 с.
7. Густов Д.Ю., Трещалин С.А. О подобии описания объёмных потерь насосов гидроприводов СДМ // Материалы международной научно-

технической конференции «Интерстроймех-2006» / Под ред. Кудрявцева Е.М. – М: МГСУ, 2006 – 416 с., с. 76–78

8. Раннев А.В. Одноковшовые строительные экскаваторы: Учеб. М.: Высш. шк., 1991. 216 с.

Д.Ю. Густов, О.А. Зотов

Экскаваторное рабочее оборудование псевдоферменного типа

Национальный исследовательский Московский государственный
строительный университет, г. Москва, Россия

Универсальный одноковшовый гидравлический экскаватор сегодня является многофункциональной машиной применение которой сводится не только к земляным работам, для которых он изначально проектировался, но и даже не только для строительных работ. Рабочие органы различного назначения требуют существенного конструктивного изменения всего рабочего оборудования, обеспечивающего в ряде случаев не просто расширение рабочей зоны, но другую кинематику.

При этом для рабочего оборудования традиционного кинематического исполнения становится важным вопрос модернизации оборудования, направленной на повышение экономичности и технологичности. Следует отметить, что в данном случае указанные факторы не связаны на прямую с простотой конструкции, так как существуют сопутствующие факторы, способные повысить экономический эффект за счёт усложнения конструкции оборудования.

Указанное во многом обосновывается тем, что экскаватор, оборудованный «стандартным» экскаваторным оборудованием для работы с обратной лопатой, фактически применяется с различным сменным оборудованием: гидромолотами, гидробоищами, рыхлителями и многим другим. Это приводит к возникновению разнообразных схем нагружения, что существенно усложняет проектирование. Однако экскаваторы средних и больших масс чаще всего используются для массовой экскавации грунта ковшем обратной лопаты и могут рассчитываться преимущественно на одну группу преобладающих вариантов нагружения.

Важным моментом эксплуатации машин малой и средней массы является то, что очень часто сменное рабочее оборудование крепится не непосредственно к рукояти, а к быстросменному захвату, который в последнее время значительно усложнился конструктивно, и по своим функциям позволяет вращать и наклонять сменное рабочее оборудование в различных направлениях. Лидер в производстве таких наклонно-поворотных плат-

форм (tiltrotator) компания Engcon выпускает наклонно-поворотные платформы массой от 77 до 800 кг и более для машин массой 1,5-33 тонны соответственно [1]. Такой тилтротатор добавляет примерно 25-40 % и даже более от массы сменного рабочего оборудования и тем самым снижает работоспособность экскаватора.

В связи с этим нами было принято решение о рассмотрении варианта модернизации рабочего оборудования экскаватора, направленное на снижение массы его рабочего оборудования. При этом облегчение конструкции предлагается обеспечить посредством переходом от балочной стрелы и рукояти коробчатого сечения к псевдоферме - коробчатой конструкции с вырезами разгрузками, облегчающими конструкцию.

Моделирование и расчёт рабочего оборудования произведен в программе T-FLEX CAD компании ЗАО «Топ Системы». В качестве базовой модели взят экскаватор Hitachi ZX270. Конструкция псевдоферменного рабочего оборудования моделировалась последовательным проведением прочностных расчётов с корректировкой полученных результатов по факту возникающих максимальных напряжений. В качестве ориентира допустимых напряжений был принят уровень 400 МПа, соответствующий пределу текучести стали 10ХСНД.

При расчёте рабочего оборудования использовались общепринятые методики [2]. При этом расчёт собственно металлоконструкции рабочего оборудования проводили для нескольких характерных положений и режимов нагружения, таких как: копание как всей шириной ковша, так и одним зубом (упор в препятствие) при рукояти максимально отвернутой от стрелы и расположенной перпендикулярно ей; а также в режиме торможения рабочего оборудования при повороте на выгрузку при горизонтальной стреле и с рукоятью в двух выше описанных положениях. Расчет производился сначала для рукояти с целью более детального анализа её конструкции, а потом, после проработки рукояти, уже для всего рабочего оборудования. При этом учитывались как усилия копания, так и весовая нагруженность конструкции усредненными значениями массы ковша (и грунта в ковше при повороте) и гидроцилиндров.

Максимальное усилие копания, взятое из эксплуатационных характеристик экскаватора Hitachi ZX270, составляет равное 160 кН. Нормальная составляющие сопротивления грунта копанию определены согласно известной методики [3].

При копании одним зубом (упоре в препятствие) усилие не корректировалось, так как было принято, что вышеотмеченное усилие максимально, и ограничивается настройками предохранительного клапана.

Результаты расчёта для некоторых положений показаны на рис. 1-3.

В результате была получена конструкция, удовлетворяющая условию допустимых напряжений в 400 МПа. Масса рабочего оборудования до и после модернизации составила соответственно 2273 и 2242 для стрелы и

1150 и 1000 для рукояти. Таким образом, проведённая модернизация облегчила всё рабочее оборудование незначительно, но, если рассматривать только рукоять, то произошло снижение массы на 4,3%.

Задача_1 [Прочность]
Напряжения эквивалентные, МПа
Масштаб перемещений: 13.92

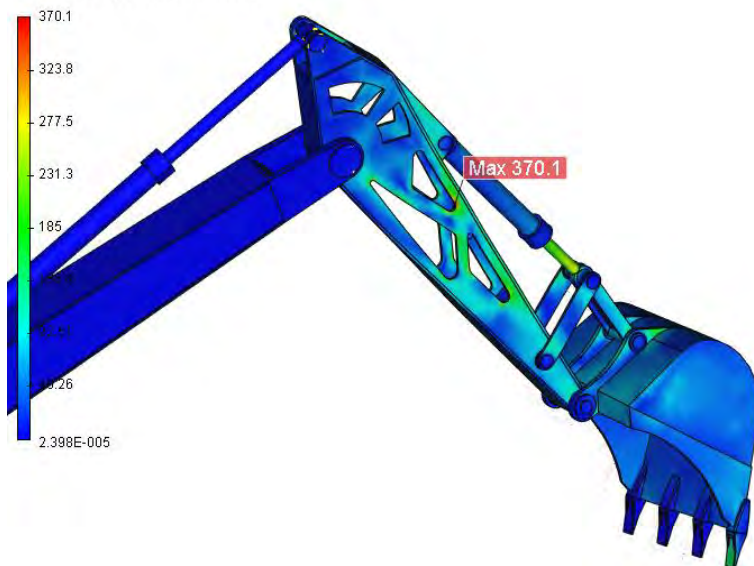


Рис. 1. Напряжения в рукояти при копании одним зубом

Задача_1 [Прочность]
Напряжения эквивалентные, МПа
Масштаб перемещений: 4.65



Рис. 2. Напряжения в стреле при копании всей шириной ковша

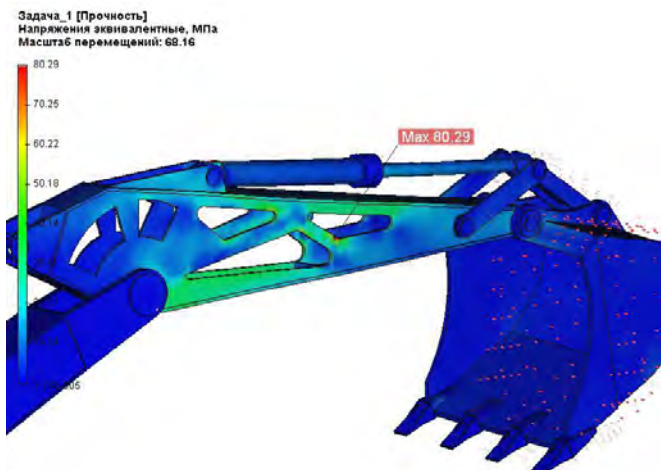


Рис. 3. Напряжения в рукояти при торможении гружёного ковша на выгрузку при максимально отвёрнутой рукояти

Анализ материалов для рабочего оборудования показывает, что для рабочего оборудования рукояти, а также для стрелы после доработки допуска широко применяемая сталь 10ХСНД.

Так как данный вариант конструкции будет дорабатываться в последующем с целью дальнейшего облегчения, итоговым вариантом может стать сталь 18Г2АФД, а, при возможности реализации необходимых технологических мер при сварке (в силу высокого углеродного эквивалента), и стали типа S550MC, S600MC, S700MC, MAGSTRONG W600QL, MAGSTRONG W700 [4]

Как отмечалось ранее [5] при переходе к псевдофермерной конструкции возникнет ряд сложностей из-за наличия скручивания конструкции, что особо актуально для участка стрелы от рукояти до шарниров гидроцилиндров стрелы. Модернизация рукояти в случае перехода от коробчатой рукояти к псевдофермерной не испытает серьезных сложностей так как рукоять практически всегда испытывает все нагрузки за исключением скручивания - кручения рукояти вокруг продольной оси. Скручивание возможно только в случаях копания одной стороной ковша и резкого торможения при экскаватора при повороте при условии, что ковш расположен перпендикулярно к рукояти..

Модернизация стрелы усложняется значительным скручивающим моментом, возникающим при стопорении машины при повороте на выгрузку. Проведённые исследования показали, что напряжения при этом существенно возрастают в зоне стрелы от рукояти до крепления гидроцилиндров.

Полученные результаты показывают, что полученная модель рабочего оборудования имеет в целом допустимые напряжения, которые возникают рядом с зонами ослабления. Это позволяет проводить дальнейшую модернизацию рукояти и стрелы. Существенное снижение напряжений возможно установкой перегородок/рёбер жёсткости, которые практически не влияют на массу, но приводят к радикальному изменению напряжений в металлоконструкции.

Также, для более детального анализа необходима оценка работы металлоконструкции в условиях средне и многоциклового усталости, особенно в режиме ударного действия [6], эффект от воздействия которого на конструкцию особенно серьезен.

Итоговым этапом оценки модернизированного рабочего оборудования, являются оценка технологичности производства и экономического эффекта работы машины с различной сопутствующей техникой [7] в различных условиях эксплуатации.

Список литературы

1. Products for your profitability. URL: <http://engcon.com/en/our-products.html> (дата обращения: 26.05.2018)
2. Расчет землеройных машин : учеб. пособие / С. А. Шемякин, А. В. Лещинский. - Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2014. - 55 с.
3. Машины для земляных работ: учебник для студентов, обучающихся по направлению 270100 "Строительство" / А.И. Доценко [и др.]; [рец.: Е.М. Кудрявцев, Э.Н. Кузин]. - Москва: БАСТЕТ, 2012. - 688 с.
4. Прокат высокопрочных марок стали. URL: http://www.mmkg.ru/for_buyers/65558/ (дата обращения 26.04.2018)
5. Зотов О.А., Гоева Е.М. Модернизация металлоконструкции рабочего оборудования экскаватора // XXII Московская международная межвузовская научно-техническая конференция студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы»: материалы конференции. В 2 т. Т.1 – М.:МАДИ, 2018 – 286 с., с 143-144.
6. Густов Д. Ю., Якушев С. Е. Влияние работы гидромолота на динамику одноковшового экскаватора // Автоматизация и современные технологии. - 2007. - № 6. - с. 18-19.
7. Кудрявцев Е.М., Густов Д.Ю. Определение производительности одноковшового экскаватора с оборудованием обратной лопата // Научно-технический журнал Вестник МГСУ, 2010, №4, Т.1, 304 с., с.101-107

*И.А. Емельянова, В.И. Кондращенко,
В.В. Вирченко, Д.О. Чайка*

Анализ работы универсального шлангового бетононасоса новой конструкции в условиях безопалубочного бетонирования

*Харьковский национальный университет строительства и архитектуры,
г. Харьков, Украина*

Российский университет транспорта, г. Москва, Россия

*Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кон-
дратюка, г. Полтава, Украина*

Возведение зданий и сооружения из монолитного железобетона является актуальной проблемой действительности, решение которой требует создания надежного и эффективного оборудования. С этих позиций заслуживает внимания беспоршневой шланговый бетононасос, который имеет гидравлический привод и, в силу своей универсальности, может работать на сменных шлангах разного диаметра ($d_{\text{шл}}=32, 50, 75$ мм), соответственно с разной производительностью [1].

Принцип работы такого бетононасоса прост (Рис. 1), что обеспечивает его надежность и широкие возможности использования в строительстве.

Бетонная смесь из загрузочного бункера 11 через впускной патрубок 13 при наличии вакуума поступает в гибкий шланг 5, проложенный по внутреннему периметру корпуса насоса 2. Шланг является рабочей частью непосредственно самого бетононасоса. Под действием прижимных роликов 4 смесь по гибкому деформированному шлангу движется к транспортному трубопроводу бетононасоса 14.

По ходу вращения ротора шланг за роликами восстанавливает свою первоначальную форму, в нем снова образуется зона разряжения, и из бункера в насос поступает очередная порция бетонной смеси.

К достоинствам новой машины можно отнести:

- надежность, простоту конструкции;
- низкую стоимость эксплуатации;
- абсолютную герметичность, отсутствие контакта смеси, которая перекачивается, с подвижными металлическими деталями и узлами;
- сохранение физико-механических свойств транспортируемой смеси.

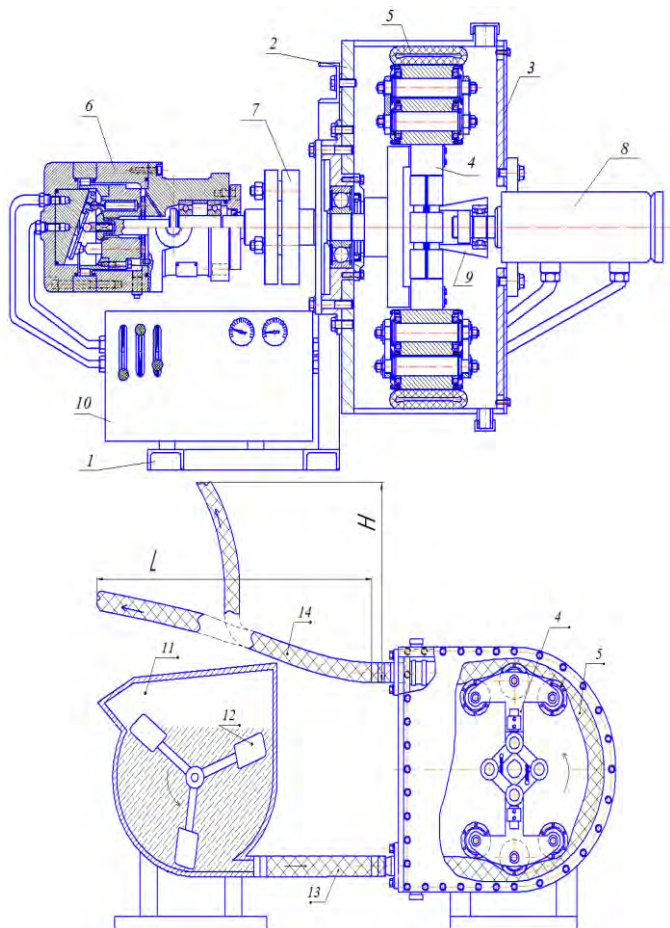


Рис. 1. Универсальный беспоршневой (шланговый) бетононасос с гидравлическим приводом: 1 – рама; 2 – корпус насоса; 3 – крышка корпуса; 4 – ротор с роликами; 5 – гибкий шланг; 6 – гидромотор; 7 – муфта; 8 – гидроцилиндр; 9 – конический наконечник; 10 – гидрораспределительный узел; 11 – бункер с бетонной смесью; 12 – ворошитель. 13 – впускной патрубок; 14 – транспортный трубопровод

Универсальный шланговый бетононасос нового конструктивного решения может использоваться как самостоятельная машина, а также в комплектах малогабаритного оборудования в условиях строительной площадки.

Таблица 1. Техническая характеристика

Производительность, м ³ /ч	5-15
Давление нагнетания, МПа, не более	1,6
Номинальное давление в гидросистеме, МПа	16
Дальность подачи бетонной смеси, м:	
- по вертикали	50
- по горизонтали	130
Напряжение питания, В	380
Установленная мощность, кВт	7
Габаритные размеры (L×B×H), мм	1200×850×800
Внутренний диаметр шланга, мм	32, 50, 75
Обороты ротора, мин ⁻¹	30-60
Допустимый максимальный размер включень, мм	10
Масса, кг	~300

Возможности бетононасоса проиллюстрированы на примере одного из универсальных комплектов малогабаритного оборудования (Рис. 2), который позволяет:

- наносить покрытия из набрызгфибробетона при использовании метода безопалубочного бетонирования;
- изготавливать железобетонные конструкции и изделия сложной геометрической формы непосредственно в условиях строительной площадки при использовании способа мокрого торкретирования в условиях безопалубочного бетонирования;
- транспортировать строительные смеси и растворы к месту их потребления;
- готовить строительные смеси и растворы различной подвижности и назначения.

Принципиальная схема такого технологического комплекта показана на рис. 2.

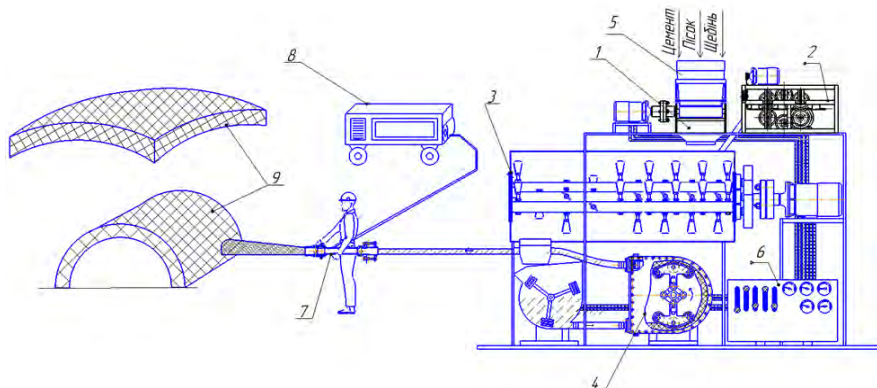


Рис. 2. Принципиальная схема технологического комплекта малогабаритного оборудования для работы на фибробетонных смесях с синтетической фиброй: 1 – ленточный питатель; 2 – автомат-резчик фибры; 3 – трехвальный бетоносмеситель; 4 – универсальный шланговый бетононасос; 5 – дозировочный узел; 6 – гидравлическая маслостанция; 7 – торкрет сопло с кольцевым насадком; 8 – компрессорная установка; 9 – торкретируемые объекты

Технологический комплект [2] включает оборудование которое запатентовано в Украине. Наличие указанных видов оборудования в комплекте позволяет выполнять операции всего технологического цикла, начиная от приготовления бетонной (фибробетонной) смеси и завершая отделочными операциями используя торкрет-сопло с кольцевым насадком при выполнении работ способом мокрого торкретирования. При этом если бетонирование осуществляется с использованием фибробетонной смеси, процесс начинается с нарезания фибровых элементов с одновременной их подачей в уже включенный трехвальный смеситель, куда также из дозировочного узла подаются другие компоненты приготавливаемой смеси. В это же время из смесителя свежеприготовленная смесь подается в универсальный шланговый бетононасос, а ранее поданная смесь по транспортному трубопроводу поступает в рабочее сопло. Таким образом, комплект позволяет все операции совместить во времени и повысить производительность работ на 20...25%.

Конструктивные особенности рассмотренного технологического комплекта позволяют разработать его трехмерную динамическую модель нового оборудования для возведения строительных объектов, а также для изготовления железобетонных конструкций и изделий сложной геометрической формы с использованием безопалубочного бетонирования непосредственно на строительной площадке. В состав комплекта включена стрела манипулятор к которой подсоединяется сопло с кольцевым насадком для выполнения торкрет работ мокрым способом (рис. 3)

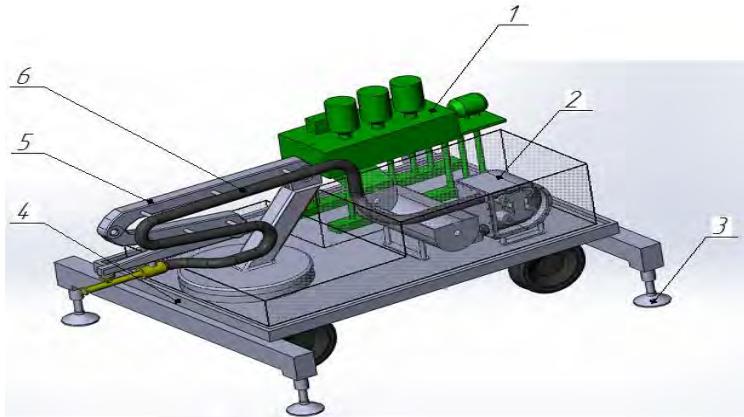
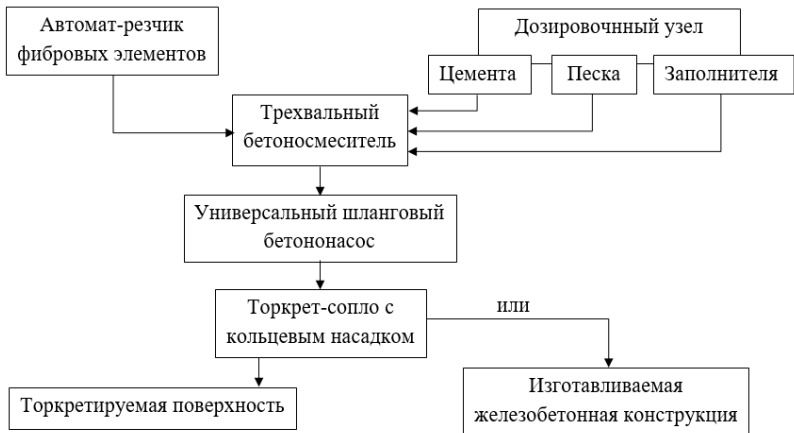


Рис. 3. Трехмерная динамическая модель технологического комплекта с новым малогабаритным оборудованием: 1 – трехвалый бетоносмеситель, 2 – универсальный беспоршневой бетононасос, 3 – платформа с выключенными опорами-аутригерами, 4 – стрела-манипулятор, 5 – транспортный трубопровод бетонной смеси

Структурная схема такого комплекта выглядит следующим образом:



Производительность данного технологического комплекта определяется производительностью бетононасоса как базовой машины, определяющей завершение рабочего процесса с помощью торкрет-сопла:

$$P_{\text{техн}} = 3600 \cdot F_{\text{шл}} \cdot v_{\text{ср}} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3, \quad (1)$$

где $F_{\text{шл}}$ – площадь поперечного сечения шланга в корпусе бетононасоса, м²; $v_{\text{ср}}$ – средняя скорость движения бетонной смеси по гибкому шлангу, м/с; k_1 – коэффициент, учитывающий постепенное наращивание усилия, созда-

ваемого прижимными роликами ротора, сжимают снаружи шланг в рабочей части насоса; k_2 – коэффициент, учитывающий надежность работы шланговой части насоса с учетом возникающих в ней напряжений и предельного состояния на разрыв; k_3 – коэффициент, учитывающий условия подачи смеси бетононасосом по гибкому шлангу с учетом ее свойств.

Коэффициент k_3 , учитывающий условия подачи смеси бетононасосом по гибкому шлангу с учетом ее свойств может быть найден в соответствии с зависимостью:

$$k_3 = \frac{m_{\text{вых}}}{m_{\text{вх}}}, \quad (2)$$

где $m_{\text{вых}}$ – масса бетонной смеси которая вышла из рабочей части шланга бетононасоса в трубопровод; $m_{\text{вх}}$ – масса бетонной смеси, которая поступает в рабочий шланг бетононасоса из загрузочного бункера.

Средняя скорость движения смеси по гибкому шлангу внутри корпуса насоса определяется как:

$$v_{\text{ср}} = \frac{\tau_{\text{сдв}} \left(1 - \frac{\tau_0}{\tau_{\text{сдв}}}\right)}{4\mu} (r_{1\text{шл}} + r_{2\text{шл}}), \quad (3)$$

где $\tau_{\text{сдв}}$ – напряжение смещения, которую испытывает бетонная смесь по внутренней стенки шланга; τ_0 – предельное напряжение сдвига; μ – динамическая вязкость бетонной смеси; $r_{1\text{шл}}$ – радиус по торцевой поверхности шланга, который сжимается под действием бокового ролика; $r_{2\text{шл}}$ – радиус по торцевой поверхности шланга который сжимается под действием центрального ролика.

Благодаря возможностям трехмерного моделирования очень удобной и необходимой является возможность проверить реальность действий разработанного технологического комплекта.

С помощью средств компьютерного управления и автоматизации процесса пневмонабрызга становится возможным обеспечить движение стрелы-манипулятора во всех направлениях различных плоскостей с учетом особенностей конкретной строительной площадки.

При этом возможно задать условия, при которых сопло всегда располагается по нормам относительно обрабатываемой поверхности. Обеспечение работы предлагаемого технологического комплекта оборудования возможно только при наличии определенного алгоритма, который учитывает особенности рабочего процесса. Такой алгоритм разработан и представлен на рис. 4.

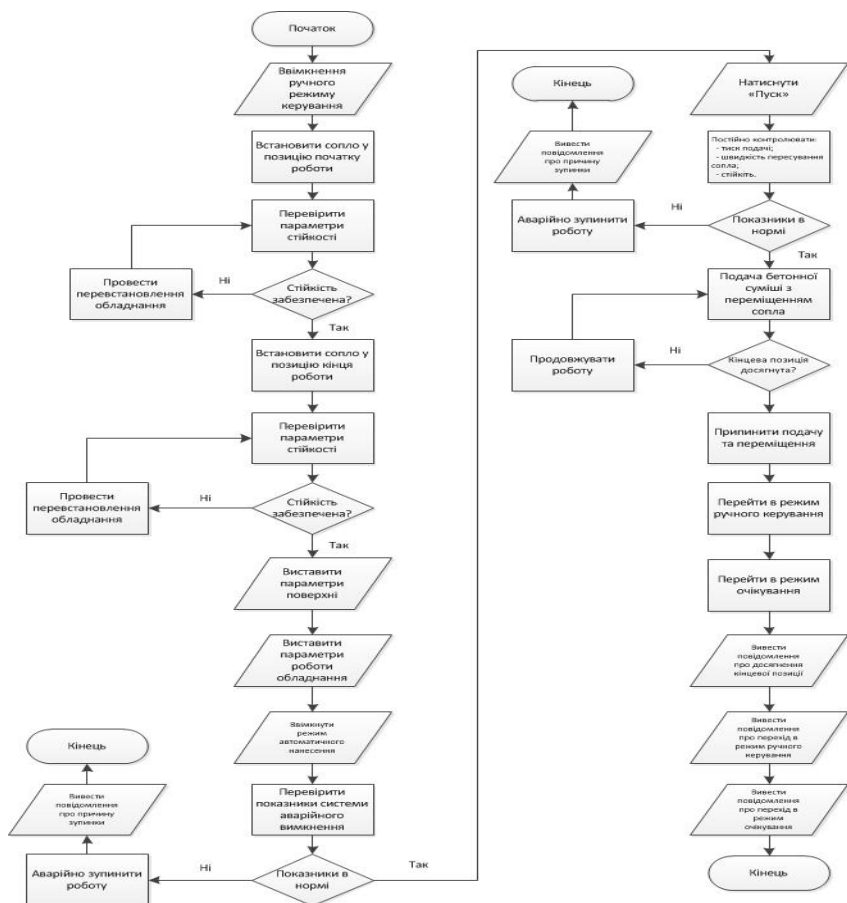


Рис. 4. Алгоритм автоматического управления рабочим соплом при использовании технологического комплекта с новым малогабаритным оборудованием

Таким образом, разработанная компьютерная 3D модель нового оборудования с учетом алгоритма автоматизированного управления работой сопла позволяет создать полноценный и эффективный процесс при безопасном бетонировании как при укладке монолитного железобетона, так и при изготовлении конструкций и изделий прямо на строительной площадке.

Выводы:

1. Рассмотрена конструкция нового универсального шлангового бетононасоса.
2. Показана целесообразность использования нового универсального шлангового бетононасоса в технологических комплектах оборудования для

строительной площадки и при включении его в трехмерную динамическую модель для полноценного и эффективного процесса при безопалубочном бетонировании.

3. Приведен алгоритм автоматического управления рабочим соплом при безопалубочном бетонировании.

Список литературы

1. Пат.112585 Україна F04 В43/12 (2006.01), F04 В15/02 (2006.01) Універсальний шланговий бетононасос/ Ємельянова І.А., Задорожний А.О., Клименко М.В., Чайка Д.О. – Харківський національний університет будівництва та архітектури.

2. Ємельянова І.А. Гідравлічне обладнання нового покоління для безопалубного бетонування при виготовленні полегшених залізобетонних конструкцій криволінійної форми/ Ємельянова І.А. Чайка Д. О.// Ж. Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: Всеукраїнський науково-технічний журнал, №3(57), 2017 – с. 56-63.

3. Ємельянова І.А. Особенности создания универсального технологического комплекта малогабаритного оборудования для условий строительной площадки/ И. Ємельянова, В. Блажко, О. Доброходова// Науковий вісник будівництва – Харків: ХНУБА, 2018, Т. 91, №1, – С. 207 – 232.

4. Ємельянова І.А. Технологічний комплект обладнання із маніпулятором для виготовлення залізобетонних конструкцій складних геометричних форм в умовах будівельного майданчика / Ємельянова І.А., Аніщенко А.І., Чайка Д.О., Субота Д.Ю.// Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції «Ефективні організаційно-технологічні рішення та енергозберігаючі технології в будівництві» – Харків: ХНУБА, 2018, – С. 14 – 16.

Аппроксимация скоростных характеристик двигателей строительных и дорожных машин

Воронежский государственный технический университет,
г. Воронеж, Россия

Разработка математических моделей строительных и дорожных машин (СДМ) и математическое описание их динамических процессов представляет собой составление дифференциальных уравнений описывающих преобразование входных координат каждого элемента структурной схемы в выходные. Система таких уравнений с описанием внешних входных воздействий, начальных условий и ограничений, кинематических и функциональных взаимосвязей и будет математической моделью работы СДМ.

Скоростная характеристика является основой при анализе технико-экономических показателей транспортных и тяговых технологических машин, осуществляемом с помощью тяговых характеристик, и определении их динамических качеств. А тяговая характеристика машин с механической трансмиссией по существу представляет собой регуляторную характеристику дизельного двигателя (скоростная характеристика с регуляторной ветвью) перестроенную в других координатах с учетом буксования движителя [1].

Для построения теоретических тяговых характеристик используют перестроенную регуляторную характеристику двигателя, представляющую зависимость крутящего момента M_e от угловой скорости коленчатого вала ω_e , являющейся одной из основных характеристик, определяющих тягово-динамические свойства тяговых технологических машин [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Она имеет три характерных участка (см. рис. 1). Первый участок AB , представляющий собой прямую с небольшим углом наклона к оси ординат, называется регуляторным, т. к. на нем частота вращения коленчатого вала поддерживается центробежным регулятором. На втором участке BC характеристики, имеющим вид пологой кривой с экстремумом (максимумом) в точке C ($M_{e\max}$), частота вращения коленчатого вала определяется работой корректора топливного насоса. Третий участок CD фактически является безрегуляторным, т. к. нем рейка топливного насоса остается неподвижной.

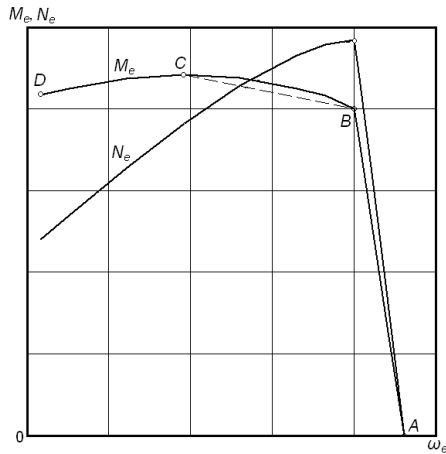


Рис. 1. Типовая скоростная характеристика дизельного двигателя и аппроксимирующие её зависимости:

- — типовая скоростная характеристика
- - - - - — аппроксимация прямой и параболой
- — — — — аппроксимация отрезками двух прямых

Динамические характеристики дизеля при воздействии на него низкочастотной нагрузки от технологических сопротивлений на рабочем органе СДМ определяются поведением регулятора топливного насоса. В результате много численных исследований установлено, что для диапазона частот $0 \dots 5$ Гц регуляторы топливных насосов дизельных двигателей можно считать идеальными. А граничная полоса частот динамических нагрузок в приводах СДМ составляет $0,5 \dots 5$ Гц.

Следовательно, при исследовании влияния неустановившейся нагрузки на выходные показатели двигателя и машины в целом [2, 3] можно использовать статическую перестроенную скоростную характеристику $\omega_e = f(M_e)$ [1, 4]. Эта же зависимость используется и при построении теоретической тяговой характеристики, представляющей собой зависимости тяговой мощности, скорости движения, буксования движителя, тягового КПД и удельного расхода топлива от силы тяги машины.

Для использования численных методов моделирования, в том числе и при исследовании тягово-сцепных и технико-экономических показателей строительных и дорожных машин необходимо описать аналитически зависимость $\omega_e = f(M_e)$.

При расчетах СДМ используются два вида аппроксимации основной зависимости скоростной характеристики $M_e = f(\omega_e)$. Первая, наиболее простая, но и менее точная, это линейная зависимость, когда регуляторный участок характеристики и корректорный участок от номинальной угловой

скорости ω_{en} до угловой скорости, соответствующей максимальному крутящему моменту, заменяются двумя прямыми, соединяющими характерные точки – $M_e = 0$, M_{en} и $M_{e\ max}$ (точки A , B и C) [3, 4]. При втором виде аппроксимация [3], более точном, регуляторный участок также описывается отрезком прямой, определяемой уравнением

$$M_e = p + s\omega_e, \quad (1)$$

где p, s – постоянные для данного двигателя коэффициенты.

Корректорный участок описывается уравнением параболы

$$M_e = a + b\omega_e + c\omega_e^2, \quad (2)$$

где a, b, c – постоянные для данного двигателя коэффициенты.

Эти же способы аппроксимации можно использовать и для описания зависимости $\omega_e = f(M_e)$ перестроенной скоростной характеристики.

Однако у приведенных способов аппроксимации скоростной характеристики есть существенный недостаток. Аппроксимации характеристики двумя участками, описываемыми различными уравнениями, требует введения в алгоритмы и программы расчетов дополнительных блоков, распознающих и согласующих вычисления на каждом из этих участков. Кроме того, такая существенная нелинейность системы, как излом скоростной характеристики на стыке регуляторного и корректорного участков не может быть линеаризован без значимой погрешности, и при дифференцировании такой зависимости в точке перегиба будет возникать разрыв производной, что при проведении аналитических вычислений также потребует применения специальных методов.

Следовательно, определение аппроксимирующей зависимости описывающей сразу все участки перестроенной скоростной характеристики является актуальной задачей.

Анализ графиков различных функций показал возможность использования для описания сразу всей перестроенной скоростной характеристики дизельного двигателя с регуляторной ветвью $\omega_e = f(M_e)$ многочлена вида

$$\omega_e = a - bM_e - dc^{k(M_e - m)} + d_l \exp[k_l (M_e - m_l)^2], \quad (3)$$

где $a, b, c, d, d_l, k, k_l, m, m_l$ – постоянные для данного двигателя коэффициенты.

Рассмотрим описание скоростной характеристики дизельного двигателя с регуляторной ветвью, предложенной аппроксимирующей зависимостью. Для корректорного и безрегуляторного участков регуляторной характеристики свойственна неоднозначность зависимости $\omega_e = f(M_e)$ – одному значению крутящего момента M_e соответствуют два значения угловой скорости ω_e . Поэтому коэффициенты предложенной аппроксимирующей зависимости, как и для аппроксимации двумя прямыми, будем отыскивать на участке изменения крутящего момента от нуля до максимального значения $M_{e\ max}$.

В качестве примера возьмем характеристику двигателя Д 442-25 БИ т. к. двигатели этого семейства нашли широкое применение на тракторах и различных строительных и дорожных машинах.

Определение значений коэффициентов предложенной аппроксимирующей зависимости производилось в вычислительной системе MathCad путем проведения нелинейной регрессии, минимизирующей среднеквадратичную погрешность аппроксимации. При проведении предварительных расчетов было установлено, коэффициент a численно равен значению угловой скорости холостого хода ω_{ex} .

Поэтому для аппроксимации зависимости $\omega_e = f(M_e)$ перестроенной регуляторной характеристики дизельного двигателя использовалась следующая степенная функция

$$\omega_e = \omega_{ex} - bM_e - dc^{k(M_e - m)} + d_1 \exp[k_1(M_e - m_1)^2]. \quad (4)$$

Для перестроенной регуляторной характеристики дизельного двигателя Д 442-25 БИ у которого $\omega_{ex} = 196,8$ рад/с, а $M_{e \max} = 660$ Н·м получены следующие значения коэффициентов аппроксимирующей функции $b = 0,023$; $d = 18,4$; $c = 1,3$; $k = 0,073$; $m = 606,4$; $d_1 = 112$; $k_1 = -0,02$; $m_1 = 550$.

На рис. 2 приведены перестроенная типовая регуляторная характеристика этого двигателя и аппроксимация её предложенной функцией.

Среднее квадратическое отклонение [7] угловой скорости для предложенной аппроксимации равно $\omega_{\omega}^Y = 0,51$ рад/с, что при отнесении её к величине номинальной угловой скорости $\omega_{en} = 183,2$ рад/с даёт значение коэффициента вариации 0,3 %.

Таким образом, предложенная аппроксимирующая функция (4) адекватно, с достаточной для инженерных расчетов точностью одновременно описывает регуляторный и корректорный участки перестроенной регуляторной характеристики дизельного двигателя. Безрегуляторный участок характеристики этими зависимостями не описывается.

Однако этот недостаток не окажет существенного влияния на полноту и достоверность аналитических исследований тяговых качеств и динамики строительных и дорожных машин, т.к. работа двигателя на участке характеристики после максимального крутящего момента будет неустойчивой и приводит к его остановке (заглоханию), поэтому в условиях реальной эксплуатации такой режим работы практически не наблюдается.

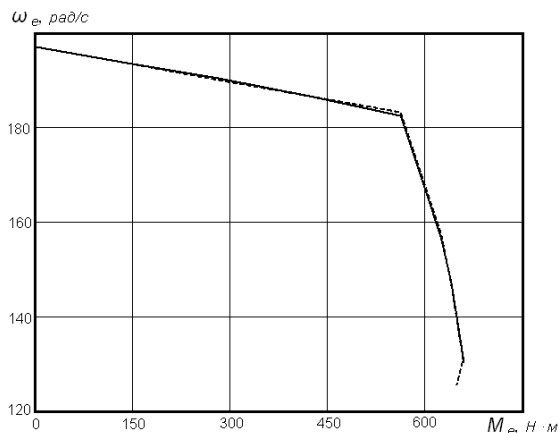


Рис. 2. Перестроенная типовая регуляторная характеристика двигателя Д442-25 БИ и аппроксимирующая её зависимость:

————— – перестроенная типовая регуляторная характеристика
 - - - - - – аппроксимация степенной функцией

Выводы.

Предложенная функция для аппроксимации зависимости угловой скорости коленчатого вала от величины крутящего момента перестроенной скоростной характеристики дизельного двигателя СДМ адекватно описывает одновременно её регуляторный и корректорный участки.

Список литературы

1. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: КолосС, 2004. – 504 с.
2. Кутьков Г.М. Тяговая динамика тракторов. М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.
3. Багиров Д.Д., Златопольский А.В. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 220 с.
4. Ульянов Н.А. Теория самоходных колесных землеройно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 520 с.
5. Никулин П.И. К вопросу оценки тяговых качеств землеройно-транспортных машин / П.И. Никулин, Ю.М. Бузин, В.А. Жулай // Строительные и дорожные машины. 1993. № 2. С. 22–23.
6. Жулай В.А. Анализ мощностного баланса землеройно-транспортных машин / В.А. Жулай, В.Л. Тюнин // Научный вестник Воронежского ГАСУ "Высокие технологии в экологии". 2012. № 1. С. 296 – 299.
7. Иваницкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений. – Л.: Энергоатомиздат, 1991. – 304 с.

Определение сопротивлений на фрезерном питателе малогабаритного снегоочистителя

Ижевский государственный технический университет
имени М.Т. Калашникова», г. Ижевск, Россия

Уборка от снега тротуаров и придомовой территории, с применением малогабаритных снегоочистителей, отличается от уборки автомобильных дорог рядом технологических и организационных особенностей. Для уборки плотного и смерзшегося снега наибольшее распространение получили самоходные фрезерно-роторные снегоочистители на одноосном агрегатном шасси. Они оптимальны как для частных, так и для коммунальных служб, поскольку достаточно производительны, чтобы в кратчайшие сроки перекидывать снег, и не слишком велики по габаритным размерам и массе, что упрощает управление и маневрирование в стесненных условиях.

Для расчета основных параметров снегоочистителей существуют различные методики, которые были получены применительно к конструкциям снегоочистителей на базе грузовых автомобилей и тракторов. Предварительные расчеты затрат мощности на привод фрезерного питателя малогабаритного снегоочистителя по имеющимся методикам показывают, что расхождение результатов существенное. С увеличением ширины захвата питателя разница значений становится все более ощутимой, примерно в 4 раза [1].

В связи с отсутствием необходимых данных по сопротивлению на рабочем органе малогабаритного снегоочистителя при взаимодействии со снегом, были расширены технологические возможности лабораторного стенда «Грунтовый канал» путем его оснащения фрезерным питателем [2]. Однозаходная безбарабанная ленточная фреза с шириной захвата 0,6 м, диаметром 0,2 м и шагом винта 0,2 м выполнена с опорами на валу для крепления винтовой металлической ленты (рис. 1). Привод питателя осуществляется от электродвигателя при помощи зубчато-ременной передачи. Для регулирования частоты вращения фрезы в диапазоне от 300 до 700 об/мин использовался частотный преобразователь Delta. Во время эксперимента ходовая тележка перемещалась по направляющим лабораторного стенда при помощи автомобильной тяговой лебедки со скоростью 0,065 м/с.



Рис. 1. Лабораторный стенд с фрезерным питателем

Промежуточная рама с установленным рабочим оборудованием крепилась к навесной раме ходовой тележки лабораторного стенда при помощи семи тензометрических звеньев: четырех горизонтальных, двух вертикальных и одного продольного. Показания о сопротивлениях на фрезерном питателе снимались с тензометрических датчиков при помощи аналого-цифрового преобразователя L-Card, подключенного к персональному компьютеру, и регистрировались программой PowerGraph.

Экспериментальное исследование было проведено в натуральных условиях при температуре воздуха $-3 \dots 0^{\circ}\text{C}$, при плотности срезаемого снега $400 \dots 420 \text{ кг/м}^3$. Перед каждым опытом канал лабораторного стенда заполнялся снегом, а его поверхность выравнивалась специальной планировочной рейкой. Затем, при помощи винтовых механизмов, устанавливалась толщина убираемой стружки снега 25, 50 и 75 мм.

После обработки экспериментальных данных и выполнения необходимых расчетов по приведенным формулам и рекомендациям [3-7] были получены значения мощности на валу фрезерного питателя малогабаритного снегоочистителя, полученные для толщины среза 50 мм, в зависимости от частоты вращения рабочего органа (рис. 2). Все расчеты произведены при параметрах сопоставимых условиям эксперимента.

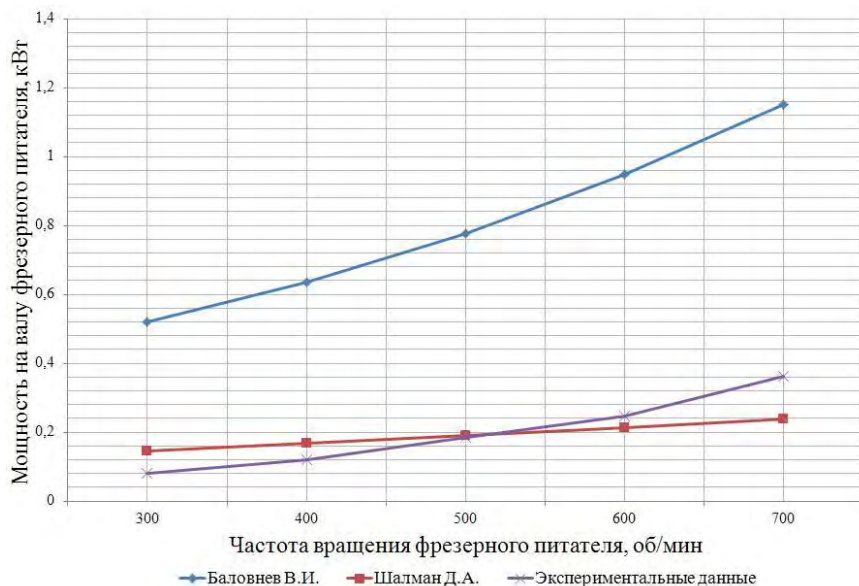


Рис. 2. Графики зависимости мощности на валу фрезерного питателя малогабаритного снегоочистителя от частоты вращения

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод о том, что затраты мощности, полученные по методике расчета В.И. Баловнева, имеют несколько завышенные значения. Результаты расчетов по методике Д.А. Шалмана в данном диапазоне рабочих скоростей имеют схожие значения со значениями, полученными на основе экспериментальных данных. Таким образом, требуется дальнейшее накопление информации (базы данных) о сопротивлениях, возникающих на фрезерном питателе при резании снега различной плотности и при различных условиях эксплуатации. Данная информация позволит внести соответствующие коррективы в существующие методики расчета применительно к определению основных параметров малогабаритных снегоочистителей.

Список литературы

1. Закиров М.Ф. Определение затрат мощности на привод фрезерного питателя малогабаритного снегоочистителя // Механизация строительства. – 2016. – №10. – С. 53-56.
2. Закиров М.Ф., Меньшиков Р.А., Шуклин И.В. Оснащение лабораторного стенда рабочими органами для исследования питателей малогабаритных снегоочистителей // Интеллектуальные системы в производстве. – 2016. – №1(28). – С. 52-54.

3. Дорожно-строительные машины и комплексы: Учеб. для вузов / Под ред. В.И. Баловнева. – Москва-Омск: Изд-во СибАДИ, 2001. – 528 с.
4. Шалман Д.А. Снегоочистители. – Л.: Машиностроение, 1973. – 216 с.
5. Доценко А.И. Коммунальные машины и оборудование: Учеб. пособие для вузов. – М.: Архитектура-С, 2005. – 344 с.
6. Машиностроение: энциклопедия. В сорока томах. Том IV-9. Строительные, дорожные и коммунальные машины. Оборудование для производства строительных материалов / И.П. Ксенович. – М.: Машиностроение, 2005. – 736 с.
7. Справочная энциклопедия дорожника. Том 2. Ремонт и содержание автомобильных дорог / А.П. Васильев. – М.: Информавтодор, 2004. – 507 с.

В.С. Исаков, Нгуен Зуй Тхань, А.В. Калинин

О применении адаптивных механизмов в конструкциях долот для бурения инъекционных скважин

Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ)
имени М.И. Платова, г. Новочеркасск, Россия

При бурении инъекционных и взрывных скважин шнековым инструментом возникают проблемы выбора долота, обусловленные многообразием горно-геологических условий, широким диапазоном варьирования крепости и особенностями залегания пород [1, 2, 3]. Особую сложность для бурения представляют сложно-структурированные слоистые породы с различной крепостью пропластков, что требует извлечения инструмента из скважины и замену долота. Применение долот, обладающих преимуществами для конкретных горно-геологических условий, дает существенный прирост механической скорости бурения, однако, наличие пропластков с иными свойствами снижает производительность или требует замены долота.

Исследования в области создания универсального инструмента, способного автоматически изменять свои параметры, а в некоторых случаях и структуру [2, 4], в соответствии с меняющимися свойствами буримой породы, привели к разработке комбинированного режуще-шарошечного долота. Смена режущего инструмента на шарошечный осуществляется автоматически за счет сжатия упругого элемента и перемещения режущей части в корпус долота. При выходе на мягкие породы режущая часть, встречая меньшее сопротивление под действием того же упругого элемента вновь становится лидирующей [5, 6]. В общем случае в технике приспособление исполнительных органов, трансмиссий, машины в целом к условиям окружающей среды, к изменениям технологического процесса или объ-

екта обработки получило название адаптации. Такое свойство позволяет сохранить работоспособность, саморегулировать технологические режимы, включая энергопотребление и оптимизацию движения объекта в неопределенной среде.

Обеспечить адаптивные свойства машины или отдельных ее элементов можно за счет системы управления, обеспечивающей саморегулирование и перераспределение силовых потоков, внесение корректирующих воздействий в параметры или функции системы и т.п., а также за счет использования адаптивных структур механизмов, имеющих число степеней подвижности больше, чем число ведущих звеньев на число адаптирующих связей данного механизма, определенным образом связывающих его ведомые звенья [7].

Изучением механизмов, образованных цепями с избыточными или недостающими поводками и не рассмотренных в классической теории Л.В. Ассура, занимались В.В. Добровольский [8], А.И. Тайнов [9], С.Н. Кожевников [10], А.Н. Дровников [7], Л.Т. Дворников [11], В.С. Исаков [12] и другие.

Применительно к шнековому бурению возможность структурно-параметрической адаптации режущих долот открывается по ряду направлений [3]:

- изменение числа и расположения в пространстве режущих элементов, замещение изношенных резцов;
- изменение профиля режущей кромки, в том числе концевого угла;
- смещение лопастей долота с резцами разной прочности;
- изменение переднего угла резцов;
- изменение формы и размера рассечки;
- стабилизация движения инструмента за счет изменения параметров забурника, встречного вращения отдельных блоков долота и т.д.;
- изменение удельного давления на забой за счет изменения структуры долота или геометрических параметров;
- создание дополнительных физических эффектов (вибровоздействий, смещения эксцентриситета и т.п.) для увеличения производительности и качества бурения.

В процессе изучения данного вопроса и практической реализации адаптивных долот были выявлены ограничения по адаптации:

1. Диапазон вариативности (изменчивости параметров и структур). Установление рациональных границ для изменения параметров может определяться на основе существующих рекомендаций и результатов исследований. Изменение параметров и эффективность бурения связаны в основном плавной характеристикой, как любой эволюционный процесс. Вариативность структур дискретна, ограничена техническим заданием или условно-логическими ограничениями, совместимостью или реализуемостью структур. Порядок их формирования базируется на эвристических или

морфологических методах, что требует введения дополнительной целевой функции, отражающей качественные показатели структуры.

2. Скорость адаптирования (скорость изменения структуры). Изменение структуры происходит в определенном диапазоне изменения адаптирующего параметра внешней среды, например, крепости пропластка. Следовательно, переходной период обуславливает появление промежуточной структуры, имеющей свои показатели эффективности, которые могут как повышать, так и снижать механическую скорость бурения. Кроме этого, возникают сложные переходные процессы, накладывающие дополнительную динамическую составляющую на силовые характеристики процесса. Такое дополнительное воздействие необходимо оценить и ограничить не только на уровне долота, но и бурового става, привода станка, процесса удаления буровой мелочи.

3. Характеристика адаптирующего (упругого) элемента. Как правило, смещение элементов долота, изменение геометрии и т.п. связано с наличием в конструкции упругого элемента (резинового или пружинного), обеспечивающего заданное перемещение в определенном диапазоне нагрузок. Использование пружинных упругих элементов ограничено в основном геометрическими размерами долот (диаметром, высотой инструмента) и системой удаления буровой мелочи. Резиновые элементы имеют ограничения по температуре долота, по величине сжатия в замкнутом пространстве корпусных деталей и т.д. Обеспечивая нежесткую связь между деталями долота упругий элемент вносит дополнительную динамику в процесс бурения.

Структурная адаптация характеризуется фиксированным переходом, т.е. наличием точки бифуркации, определяющей границу смены структур. При этом одновременно происходит изменение параметров резцов, формы лезвий, рассечки (или забурника) и т.д. Такие изменения также должны быть учтены при формировании ограничений по адаптации.

Основываясь на разработанной методике синтеза адаптивных буровых долот [3] и проведенных экспериментальных и производственных испытаниях [13, 14] в ЮРГПУ (НПИ) создана конструкция адаптивного долота с подвижной лопастью [15]. Сравнение с базовой моделью показало увеличение механической скорости бурения в мягких слоях и слоях средней крепости в 1,3-1,5 раза. Разработанная методика и алгоритм расчета принят к внедрению на ООО «Технопрок».

Список литературы

1. Буткин В.Д., Гилев А.В. Технология и техника разрушения горных пород на карьерах. Теория и технология взрывных работ: учеб. пособие / ГАЦМиЗ. – Красноярск, 1999. – 176 с.

2. Катанов Б.А. Основные направления дальнейшего совершенствования породоразрушающего инструмента карьерных буровых станков // Уголь. – 2007. – № 1. – С. 3-5.
3. Исаков В.С., Чухряев Н.П., Нгуен Зуй Тхань. Обоснование вариативных параметров буровых адаптивных режущих долот / Вестник гражданских инженеров. – Спб.: СПбГАСУ, 2018. №2(67). - С. 204–211.
4. Страбыкин Н.Н., Пеплов Е.В. Обоснование, выбор конструктивных и режимных параметров, эффективность применения агрегированного породоразрушающего бурового инструмента // Горное оборудование и электромеханика. – 2012. – № 6. – С. 6-15.
5. Катанов Б.А. Совершенствование конструкции и расширение области применения режущих буровых долот // Горный информ.-аналит. бюл. (науч.-техн. журнал).– 2005. – № 12. – С. 94-97.
6. Телешов А.С., Брюхов Б.Ф. Классификация схем комбинированного бурового инструмента для угольных разрезов // Уголь. 1973. № 1. – С. 31-33.
7. Дровников А.Н. Адаптивные структуры механизмов и машин. – Ростов-на-Дону: Изд-во Рост. ун-та, 1984. – 128 с.
8. Добровольский В.В. Теория механизмов. – М.: Гос. н-т. изд-во машиностр. литературы, 1951. – 467с.
9. Тайнов А.И. Основы теории структуры механизмов. – Минск: Изд-во Белорусского политехн. ин-та, 1959. – 200 с.
10. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Киев: Гос. науч. - техн. изд-во машиностроительной литературы, 1949. – 448с.
11. Дворников Л.Т. Основы всеобщей (универсальной) классификации механизмов // Теория механизмов и машин. – 2011. – № 2 (18). – Том 9. – С. 18-29.
12. Дровников А.Н., Исаков В.С., Кузнецов С.А. и др. Механизмы с силовым замыканием контура / Новочерк. политехн. ин-т. – Новочеркасск, 1991. – 141 с. – Деп. в ВИНТИ 24.06.91, № 2621-91.
13. Исаков В.С., Нгуен Зуй Тхань. Обоснование выбора упругого элемента для адаптивного режущего долота / Вестник Дон. гос. техн. ун-та. - 2018. - Т. 18, № 2. - С. 163–170.
14. Исаков В.С., Буренков Н.Н., Нгуен Зуй Тхань. Математическое моделирование процесса бурения скважины адаптивным долотом / Изв. высш. уч. заведений. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки, 2018. – № 2. – С. 77–83.
15. Долото для вращательного бурения. Патент на полезную модель №162328 по заявке 2016101337/03 от 18.01.2016 / Чухряев Н. П., Исаков В. С., Нгуен Зуй Тхань. Оpubл. бюл. № 16 от 10.06.2016.

Унификация механизмов привода бетоносмесителей

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

Раскрыта проблема рационального ограничения типоразмеров механизмов привода бетоносмесителей на базе унификации. Выполнен критический анализ методик по унификации технических систем. Анализ представлен последовательностью логических шагов, обеспечивающих системный подход к разработке ряда унифицированных планетарных блок-модулей для механизмов привода бетоносмесителей. Полученный результат универсален и позволяет приблизиться к решению аналогичных задач, решаемых унификацией механизмов привода зарубежными фирмами. Предложенная методика унификации механизмов привода позволяет повысить качество производства и надежность работы бетоносмесителей и их компонентов. Данный подход предполагает на базе нескольких унифицированных планетарных блок-модулей и с применением ременной передачи и электродвигателя получить широкий диапазон передаточных отношений привода и скоростей вращения рабочих органов бетоносмесителей. В результате анализа установлена тенденция роста различных конструкций бетоносмесителей. Расширяющиеся потребности в бетоносмесителях стимулируют процесс совершенствования конструкции их механизмов привода, но наряду с этим, увеличивается многообразие видов привода, что отрицательно сказывается на затратах при производстве и эксплуатации. Поэтому, решение проблемы создания серии бетоносмесителей с механизмами привода на базе унифицированных планетарных блок-модулей является актуальной, так как она позволяет существенно снизить затраты при эксплуатации и повысить надежность бетоносмесителей.

Бетоны и растворы представляют собой искусственные материалы, получаемые из смеси, состоящей из вяжущих и заполнителей. Получить бетон или раствор со свойствами, отвечающими предъявленному к ним критериям, можно, используя надежное смесительное оборудование. К процессу перемешивания обычно предъявляют жесткие требования: равномерное распределение компонентов в смеси, сдирание с зерен неактивных пленок и предупреждение образования пустот в смеси. На технологию приготовления и качество бетонов существенное влияние оказывают рабочие органы смесителей, механизмы их привода и количество вяжущего и воды, определяющие подвижность и укладываемость смеси. Кроме того на прочность бетона влияние оказывает однородность смеси, зависящая от качества перемешивания.

Анализ различных источников [1, 2, 3] показывает, что смесители в основном классифицируют по режиму работы и принципу смешивания компонентов. По принципу смешивания различают смесители гравитационного и принудительного действия, а по режиму работы циклического и непрерывного действия. При создании различного смесительного оборудования важными являются задачи: физика процесса перемешивания компонентов смеси, ее связь с параметрами смесительных рабочих органов и характеристиками механизмов привода рабочих органов; определение зависимости качества смеси от конструктивных особенностей бетоносмесителей, выявление рациональных параметров всех элементов и составляющих, включая выбор конструкции и параметров механизмов привода бетоносмесителей.

Возрастающие потребности в товарных бетонах и растворах в конце 20 века потребовало создания в относительно короткие сроки многообразия заводов по выпуску смесительного оборудования. В тех условиях, когда создавались конструкции различных смесителей, унификация их узлов, достигнутая на основе осуществления довольно простого комплекса мероприятий, обеспечила налаживание производства необходимых типоразмеров смесителей. Однако заложенные при этом решения, наряду с положительным эффектом, на многие годы обусловили сохранение серьезных недостатков принятого индивидуального подхода конструкторов предприятий. Комплекующие элементы некоторых смесителей изготавливались на специализированных заводах, а большинство элементов на заводах, где выпускались сами смесители. В результате заказать более новую конструкцию элементов смесителей было сложно, а зачастую и невозможно.

Анализ конструктивных исполнений различных механизмов привода смесителей [1, 4, 5, 6, 7, 8] показывает, что встречаются электродвигатели с завышенными мощностями, применяются редукторы цилиндрические двухступенчатые, червячные и коническо-цилиндрические. Также наблюдается низкое качество изготовления валов, зубчатых пар и механизмов в целом. При этом можно отметить низкую унификацию элементов механизмов привода и невысокую надежность основных механизмов.

Опыт зарубежного конструирования бетоносмесителей показал, что чем меньше деталей базовых элементов используется при создании серии смесителей, тем их производство и эксплуатация проще, дешевле и эффективнее. Механизмы привода смесителей многих фирм отличаются современным подходом, как по технологии изготовления, так и новым подходом к конструированию механизмов привода на базе планетарных и волновых механизмов с элементами унификации. Любой бетоносмеситель, предназначенный для выполнения определенных работ, состоит из частей, объединенных совокупностью предложенных конструкторами технических решений. Высокий технический уровень, надежность и качество составных частей бетоносмесителей, востребованность их на рынке, без целесообраз-

ной унификации недостижимы. Анализ источников не позволяет в полной мере оценить современное состояние производства новых конструкций бетоносмесителей и их механизмов привода. Однако рациональное и эффективное решение вопросов унификации остаётся актуальным и относится к важным направлениям работ в машиностроении. При небольших объемах производства и поставки бетоносмесителей, изготовители стремятся подобрать комплектующие, выбрать технические решения и технологии, используя их при производстве другой подобной конструкции. При разработке различных конструкций бетоносмесителей, производство которых планируется на длительный срок, существует и должна обеспечиваться возможность создания и выбора новых, более совершенных, механизмов привода на базе унифицированных планетарных блок-модулей.

Под унификацией в технике понимается приведение различных видов, средств и продукции к наименьшему числу типоразмеров, форм и марок. Унификация является одним из важнейших вопросов обеспечения эффективности при производстве и эксплуатации машин.

Унификация механизмов привода бетоносмесителей отечественного производства должна производиться с учетом того, что сами смесители выпускаются по научно-обоснованному ряду. Исследования показали, что каждый смеситель имеет оптимальные параметры в части размеров рабочих органов, схем лопастного аппарата и скорости их движения. Перечисленные параметры позволяют определить мощность привода, передаточные числа и отношения редукторов и, в определённой мере, схемы компоновок механизмов привода. По стандартам можно определить основные параметры бетоносмесителей и их ряды, что необходимо при проведении расчётов по объемам загрузки. В стандартах регламентированы: объем, мощность, масса и другие показатели бетоносмесителей, однако не оговорены скорости движения лопастных аппаратов. Задача определения оптимальных скоростей вращения рабочих органов гравитационных и роторных аппаратов решены авторами [4, 5, 6, 7]. Решение это основывалось на регламентированной мощности двигателя, так как существует определенная зависимость, связывающая мощность с размерами лопастей, скоростью их движения и свойствами товарных бетонов. Анализ нагрузочных характеристик, крутящих моментов на тихоходной ступени и передаточных отношений приводов показал, что наиболее оптимальным конструктивным исполнением привода от двигателя к смесительной чаше или грушевидному барабану является закрепленный неподвижно на траверсе двухступенчатый планетарный редуктор. В приводах бетоносмесителей с объемом загрузки 0,10 м³, целесообразно использовать двухступенчатый планетарный редуктор из двух модулей с межосевым расстоянием 40 мм и передаточным отношением, равным 36, мощностью двигателя 0,55 квт. Если применить двигатель внутреннего сгорания с числом оборотов 1500 мин⁻¹, то предлагается установить двигатель на раме, а входной вал планетарного редукто-

ра соединить ременной передачей с валом двигателя, исходя из условия обеспечения заданной скорости вращения барабана.

В приводе барабана бетоносмесителя с объемом загрузки $0,25 \text{ м}^3$, предлагается применить планетарный модуль с межосевым расстоянием 50 мм, а в качестве первой ступени - 40 мм, то есть двухступенчатый модульный планетарный редуктор (40*50). Унифицируя таким образом первые ступени механизмов привода смесительных барабанов, мы получаем ряд блок-модулей с более высокой надежностью и технологией изготовления.

Ресурс планетарных механизмов привода бетоносмесителей повышается в 1,24 раза, так как технология изготовления элементов привода повышается за счёт массовости выпуска, а также выпуска комплектующих элементов привода, что ведет к снижению массы механизма привода в среднем в 1,5 раза, и появляется возможность комплектовать механизмы привода еще и двигателями внутреннего сгорания. На основе ~~анализа~~ комплектования механизмов привода различными унифицированными модулями с межосевыми расстояниями $a_w=40; 50$, мы получаем более широкий диапазон возможностей по мощностям и передаточным отношениям редукторов и скоростей вращения рабочих органов смесителей.

Список литературы

1. Густов Ю.И., Степанов М.А., Кайтуков Б.А. Анализ конструктивно-расчётных схем бетоносмесителей. Журнал Механизация строительства 2013 №12 с.30-31

2. Капырин П.Д., Романова Е.С. Анализ состояния современной промышленности строительных материалов и факторы, способствующие развитию производства. Вестник МГСУ, 2010, №4-1, с. 165-170

3. Королев К.М. Передвижные бетонорастворители и бетонорастворонасосные установки. Издание 2-е. М.Высшая школа. 1991. С.207.

4. Теличенко В.И., Кайтуков Б.А., Скель В.И. К вопросу производительности и унификации гравитационных бетоносмесителей. Вестник БГТУ им. В.Г.Шухова 2017, №11 с.138-143

5. Теличенко В.И., Кайтуков Б.А., Скель В.И. К вопросу производительности роторных бетоносмесителей. Вестник БГТУ им. В.Г.Шухова 2017, №2 с.178-182

6. Теличенко В.И., Кайтуков Б.А., Скель В.И. Определение оптимальных скоростей движения смесительных барабанов гравитационных бетоносмесителей. Вестник БГТУ им. В.Г.Шухова 2017, №12 с.147-152

7. Теличенко В.И., Кайтуков Б.А., Скель В.И. Определение оптимальных скоростей движения лопастей роторных бетоносмесителей. Вестник БГТУ им. В.Г.Шухова 2017, №3 с.80-84

8. Sharapov R.R., Shrubchenro I.V., Agarkov A.M. Determination of the optimal parameters of the equipment to obtain fine powders. International Journal of Applied Engineering Research. 2015. Vol. 10. P. 31341-31348.

Е. М. Кудрявцев

Компьютерное моделирование, проектирование и расчет элементов машин и механизмов

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

В издательстве М.: АСВ вышло из печати учебное пособие для вузов “Компьютерное моделирование, проектирование и расчет элементов машин и механизмов” [1]. В нем изложены основы моделирования, проектирования и расчета элементов машин и механизмов на примере подъемно-транспортных, дорожных, строительных машин и оборудования с использованием современных систем автоматизированного проектирования (САПР) и методов компьютерного моделирования и расчета. Процесс компьютерного моделирования, проектирования и расчета элементов машин и механизмов начинается с автоматизированного расчета основных параметров элементов машин и оборудования в наиболее простой и эффективной системе инженерного расчета Mathcad. Далее проводится создание трехмерных моделей (3D) элементов машин и механизмов. На конечной стадии проводится динамическим анализ (+1D) и прочностной расчет наиболее нагруженных конструкций методом конечных элементов (+1D). Большое внимание в учебном пособии уделено расчету тягово-скоростных, грузо-высотных и других характеристик строительных и подъемно-транспортных машин с использованием методов компьютерного моделирования и расчета.

Учебное пособие написано по схеме все в одном (теория и примеры ее применения). Оно позволяет освоить основные положения, методики и алгоритмы компьютерного моделирования и расчета элементов машин и механизмов, создания соответствующих трехмерных моделей, проведение динамического и прочностного анализов. А также эффективно осваивать теорию, выполнять практические, лабораторные и самостоятельные работы.

Учебное пособие состоит из 7 глав.

В первой главе даются основные понятия и определения, краткие основы создания компьютерных моделей элементов машин и механизмов. Дается краткий обзор методов и систем компьютерного моделирования, проектирования и расчета. Излагаются основы создания 3D мо-

делей корпусных изделий и их элементов. Рассмотрены вопросы создания 3D моделей сборок и подборок.

На рис. 1 показана упрощенная схема компьютерного моделирования.



Рис. 1. Упрощенная схема компьютерного моделирования

Во второй главе подробно описана последовательность создания 3D элементов модели корпуса двухступенчатого цилиндрического редуктора, а также автоматизированный компьютерный расчет параметров основных элементов механизма подъема груза в одной из наиболее простых и распространенных математических систем Mathcad [7]. На рис. 2. представлен фрагмент такого расчета.

Проверка условия У4. Максимальный момент от поднимаемого груза M_{maxex} должен быть меньше максимально передаваемого момента муфтой M_{maxm} . При не выполнении этого условия требуется выбрать другую муфту.

$U4 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } M_{maxex} < M_{maxm} \\ \text{"Условие не выполняется"} & \text{if } M_{maxex} \geq M_{maxm} \end{cases}$
 $M_{maxex} = 1.477$
 $M_{maxm} = 4.8$
 $U4 = \text{"Условие выполняется"}$

на выходном валу редуктора
 - статический момент, кНм

$$M_{ствых} := \frac{S_6 \cdot [D_6 + d_k \cdot (2 \cdot m - 1)]}{2 \cdot \eta_m \cdot \eta_b \cdot 1000}$$

$M_{ствых} = 15.858$

- максимальный момент, Нм

$$M_{maxex} := K_z \cdot M_{ствых}$$

$M_{maxex} = 23.787$

Принимаем выходной вал редуктора в исполнении М зубчатая муфта:

- диаметр полумуфты, мм $DT := 500$
- ширина зуба полумуфты, мм $Bz := 60$
- число зубьев полумуфты, $Z := 40$
- максимальный передаваемый момент, кНм $M_{maxm} := 25$

Рис. 2. Фрагмент автоматизированного расчета параметров основных элементов механизма подъема груза в системе Mathcad

В главе 2 излагается также процесс расчета и создания 3D моделей тел вращения различных типов механических передач, включая зубчатые колеса, валы шестерни и т.д., с использованием специализированных подсистем (модулей, библиотек, программ) интегрированных в систему КОМПАС-3D,

В главе рассматривается процесс создания векторного чертежа и 3D модели рамы механизма на основе растрового рисунка (снимка чертежа рамы, полученного с помощью сканирования, фотоаппарата, сотового телефона или другим способом). Этот процесс называется процессом векторизации - процесс создания векторного объекта из растрового, представляемого в виде пикселей. На рис. 5 показан растровый снимок чертежа рамы и ее 3D модель, созданные в системе **Оборудование: Металлоконструкции**, которая интегрирована в систему **КОМПАС-3D**.

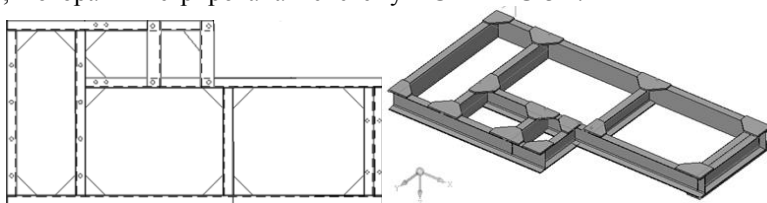


Рис. 3 Растровый снимок рамы и ее 3D модель, созданная в системе **Оборудование: Металлоконструкции**

В главе рассматривается процесс динамического анализа 3D модели механизма подъема груза в системе **Универсальный механизм**, которая интегрирована в систему **КОМПАС-3D** и процесс прочностного конечно-элементного анализа 3D модели рамы механизма подъема груза с помощью системы прочностного анализа **APR FEM**, которая также интегрирована в систему **КОМПАС-3D**. На рис. 4 показаны результаты генерации конечно-элементной сетки на раме механизма подъема груза.

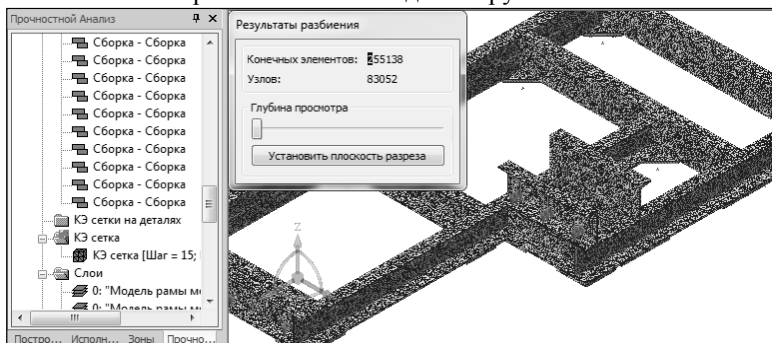


Рис. 4. Результаты генерации КЭ-сетки на раме механизма подъема груза

Аналогичные задачи рассматриваются в главах 3 – 5 соответственно для механизмов передвижения грузовой тележки, поворота и передвижения кранов, а в главе 6 для рабочего оборудования одноковшового экскаватора.

На рис. 5. показан процесс автоматизированного создания трехмерной модели корпуса ковша одноковшового экскаватора.

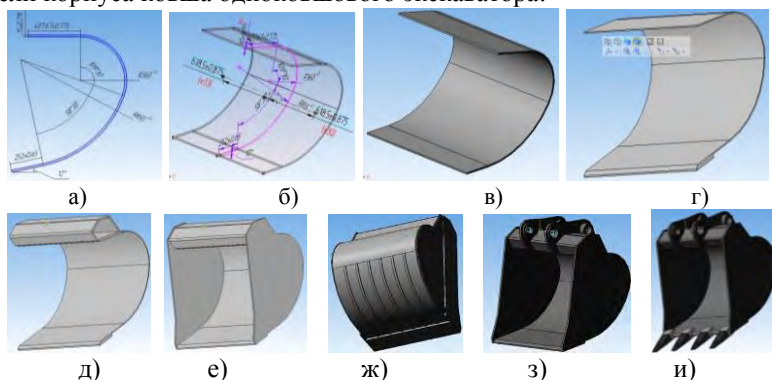


Рис. 5. Процесс автоматизированного создания элементов 3D модели корпуса ковша одноковшового экскаватора:

- а) контур криволинейной части ковша; б) фантом криволинейной части ковша; в) модель криволинейной части ковша, к которой добавлены: г) режущая часть; д) балка жесткости; е) боковые стенки ковша; ж) износостойкие полосы; з) кронштейны крепления ковша; и) зубья ковша

В главе 7 рассматривается компьютерное моделирование и расчет основных характеристик машин: рабочей зоны копания одноковшового экскаватора; усилия подъема стрелы универсального малогабаритного погрузчика; тягово-скоростных характеристик машин в транспортном режиме; грузовой характеристике кранов; тягово-скоростных характеристик землеройно-транспортных машин.

Список литературы

1. Кудрявцев Е. М. Компьютерное моделирование, проектирование и расчет элементов машин и механизмов. Учебное пособие для вузов. - М.: АСВ, 2018. – 328 с.
2. Кудрявцев Е. М., Степанов М.А. Строительные краны. Часть 1. Башенные краны. Основы теории, конструкции и расчеты. Учебник для вузов. -М.: АСВ, 2016. – 330 с.
3. Кудрявцев Е. М. Системы автоматизированного проектирования машин и оборудования. Учебник для вузов. -М.: АСВ, 2013. – 378 с.
4. Кудрявцев Е. М. КОМПАС-3D V10. Максимально полное руководство. В 2-х томах. –М.: ДМК-Пресс, 2008 г. -1184 с.

5. Кудрявцев Е. М. Моделирование, проектирование и расчет механических систем. -М.: ДМК-Пресс, 2008 г. - 400 с.
6. Кудрявцев Е.М. Практикум по КОМПАС-3D V8: Машиностроительные библиотеки. -М.: ДМК-Пресс, 2007. - 440 с. (Серия "Проектирование").
7. Кудрявцев Е.М. Mathcad 11. Полное руководство по русской версии. -М.: ДМК-Пресс, 2005. - 592 с.

Г.В. Кустарев, А.И. Доценко, К.П. Мандровский

Предпосылки к технико-экономической оценке конструктивных свойств распределителей твёрдых противогололедных материалов (ПГМ)

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия

Рассмотрены предпосылки к назначению исходных данных к расчёту технико-экономического показателя эффективности использования техники – себестоимость единицы продукции с учётом затрат на владение. Приведён обобщённый анализ свойств распределителей твёрдых противогололедных материалов в отношении коррозионной стойкости к агрессивному ПГМ и степени автоматизации рабочего процесса. Назначены численные значения срока службы, коэффициента перехода от стоимости распределителя к затратам на поддержание надёжности, коэффициента технического использования для рассматриваемых моделей. Рассмотрена целесообразность оценки степени влияния экономичности расхода ПГМ в технико-экономическом анализе и выявлено, что имеет смысл рассматривать ПГМ с низким объёмным весом.

Пескосоляная смесь является материалом, способствующим коррозии и фрикционному износу конструкции распределителя. Распределитель твёрдого противогололедного материала представляет собой конструкцию, основным элементом которой является бункер, предназначенный для временного хранения ПГМ. В нижней части бункера находится транспортёр, предназначенный для подачи ПГМ на диск с лопастями, находящийся в задней части бункера. При вращении диска, подаваемый материал за счёт центробежной силы приобретает ускорение, достаточное для перемещения его с лопасти на элемент дорожного покрытия. Процесс распределения ПГМ по покрытию характеризуется плотностью распределения или удельным расходом ($\text{кг}/\text{м}^2$) и шириной распределения (м). Для обеспечения дан-

ных основных показателей в зависимости от ряда условий используются системы автоматизированного управления различной сложности.

Цена распределителя состоит из ряда элементов, в число которых входят затраты на материал бункера и затраты на системы автоматизации. В зависимости от страны или региона, в котором осуществляется эксплуатация машины, различны требования к качеству распределения ПГМ и качеству сервисного обслуживания. При относительно невысоких требованиях к качеству распределения и низком уровне сервиса наличие системы автоматизации может привести к высокой цене машины и высокой цене эксплуатации.

Предпосылки к технико-экономическому анализу

Рассмотрим 4 варианта (модели) распределителей. Модель 1 выполнена из нержавеющей материалов и имеет минимальный необходимый уровень автоматизации. Нержавеющие материалы позволяют заявить гарантированный срок службы продолжительностью 10 лет, а минимальный уровень автоматизации в совокупности с нержавеющей материалом даёт пониженные требования к уровню сервисного обслуживания.

Модели 2 и 3 имеют высокий уровень автоматизации и выполнены из материалов, подверженных коррозии, имеющих защитное покрытие. При использовании абразивного ПГМ – пескосоляной смеси, защитное покрытие истирается, материал бункера ржавеет, автоматика нуждается в тщательном обслуживании. В результате для данных моделей принят срок службы, составляющий 7 лет.

Модель 4 обоих типов выполнена из материала, подверженного коррозии, без специальных защитных покрытий, имеет минимальный необходимый уровень автоматизации. Ввиду наличия коррозии срок службы принимается равным 5 лет.

Рассмотрим влияние некоторых конструктивных свойств модели 1 на технико-экономические показатели на базе методики, изложенной в ОДМ 218.3.050-2015 [1], подход к технико-экономической оценке с использованием методики изложен в работах [2–4], в целом, вопросы технико-экономической оценки освещены в работах [6–12].

Конструкция цепи транспортёра и привода транспортёра распределителя ПГМ оказывают влияние на временные (коэффициент технического использования) и экономические (переходной коэффициент от стоимости машины к затратам на поддержание надёжности) затраты на поддержание надёжности. Затраты на ремонт оборудования, исходя из степени подверженности поломкам и стоимости запасных частей, также выражаются в указанных выше коэффициентах.

Устройство управления распределением ПГМ находит отражение в величине площади, которую можно обработать с одной заправки бункера (объём работ на объекте) и в затратах на ПГМ (удельная стоимость исходных материалов).

Переходной коэффициент от стоимости машины к суммарным затратам на поддержание надёжности кпн равен отношению затрат на поддержание надёжности за срок службы к стоимости машины.

Можно принять, что за весь срок службы у моделей 2, 3 и 4 на поддержание надёжности расходуются средства, равные 20 % от стоимости владения. Стоимость у каждой модели своя, поэтому при одинаковом переходном коэффициенте затраты будут отличаться.

Затраты на надёжность можно разбить на несколько равных частей в соизмерении с обслуживаемыми блоками распределителя ПГМ: транспортёр – 4% (0,04); привод транспортера – 4% (0,04); блок лопастного диска с приводом – 4% (0,04); бункер – 4% (0,04); автоматика – 4% (0,04).

Для модели 1 можно предположить, что транспортёр и нержавеющей бункер не требует обслуживания, а привод транспортера требует меньшего обслуживания в сравнении с аналогами – 2 % (0,02). Это даёт выигрыш модели 1, равный $\Delta \text{кпн} = 0,04 + 0,04 + 0,02 = 0,1$ (10%).

Коэффициент технического использования кти приближённо можно определить по формуле [1], (табл. 1):

$$\text{кти} = 1 - [\text{ТТОиР} / (\text{Tг} - \text{Tг} \cdot \text{квп})],$$

где ТТОиР – годовое количество дней, расходуемых на все виды технических обслуживаний и ремонтов; квп – коэффициент выходных и праздничных дней; Tг – годовой фонд рабочего времени.

Таблица 1. Расчётные значения кти при квп=0,329 (245 рабочих дней в году) и Tг=365 дней/год

кти	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ТТОиР, дни/год	245	221	196	172	147	123	98	74	49	25	0

Для моделей 2, 3, 4 кти=0,8, что соответствует ТТОиР =49 дней/год. Период ТТОиР можно разбить на несколько частей из условия равенства временных затрат на обслуживание блоков распределителя ПГМ.

При кти=0,8: транспортёр – 9,8 рабочих дней/год; привод транспортера – 9,8 рабочих дней/год; блок лопастного диска с приводом – 9,8 рабочих дней/год; бункер – 9,8 рабочих дней/год; автоматика – 9,8 рабочих дней/год.

Для модели 1 можно предположить, что транспортёр не требует обслуживания и привод транспортера требует меньшего обслуживания в сравнении с аналогами – 5 дней/год. То это даёт выигрыш модели 1 в $9,8 + 4,8 = 14,6$ дней/год. В таком случае ТТОиР=49 – $14,6 = 34,4$ дней/год а кти=0,86 для модели 1 против кти=0,8 для аналогов. Если учесть, что бункер для модели 1 также не требует обслуживания, то ТТОиР= $34,4 - 9,8 = 24,6$ дней/год, что соответствует кти=0,9.

Среднестатистический объём работ на объекте за год Q для распределителя ПГМ равен обработанной за одну заправку бункера площади дороги, определяется формулой:

$$Q = q_b \cdot m_{об} / \rho_{рас},$$

где q_b – объём бункера, m^3 ; $m_{об}$ – объёмный вес ПГМ, $г/м^3$; $\rho_{рас}$ – плотность распределения (удельный расход ПГМ), $г/м^2$.

Объём работ Q представляет собой количество квадратных метров дороги, на котором можно распределить ПГМ с одной заправки бункера q_b . В зависимости от погодных условий удельный расход ПГМ изменяется. Чем больше объёмный вес $m_{об}$ материала, тем большую площадь можно будет обработать с одного бункера объёмом $q_{об}$.

При объёме бункера $q_b=10,5 \text{ м}^3$, объёмном весе ПГМ (пескосоляная смесь) $m_{об}=1,5 \cdot 10^6 \text{ г/м}^3$ имеет место следующее соотношение величин Q и $\rho_{рас}$, отражённое на рис. 1 (график 1). При объёме бункера $q_b=10,5 \text{ м}^3$, объёмном весе ПГМ (соль) $m_{об}=0,375 \cdot 10^6 \text{ г/м}^3$ имеет место следующее соотношение величин Q и $\rho_{рас}$, отражённое на рис. 1 (график 2)

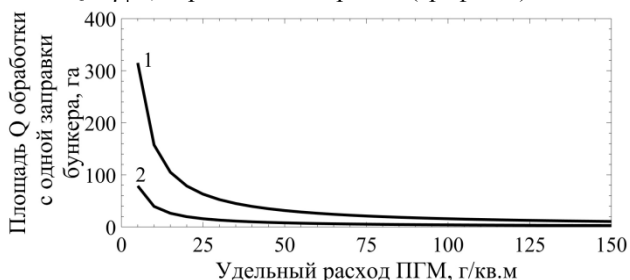


Рис. 1. Зависимость объёма работ на объекте (Q) от удельного расхода ПГМ ($\rho_{рас}$) при объёме бункера $q_b=10,5 \text{ м}^3$:

1 - $m_{об}=1,5 \cdot 10^6 \text{ г/м}^3$ (пескосоляная смесь); 2 - $m_{об}=0,375 \cdot 10^6 \text{ г/м}^3$ (соль)

Из графиков видно, что величина Q чувствительна к удельному расходу при значениях последнего менее 50 г/м^2 . Такие значения удельного расхода встречаются при использовании соли в качестве ПГМ, поэтому экономичность расхода ПГМ целесообразно рассматривать на примере соли.

Проведённый анализ позволил дать обоснование некоторых исходных данных к сравнительной технико-экономической оценке по методике [1], для распределителей ПГМ, отличающихся уровнем автоматизации и уровнем противокоррозионной защиты. Рассмотрена степень изменения затрат на надёжность, коэффициента технического использования, погрешности дозирования ПГМ для рассматриваемых распределителей.

Список литературы

1. ОДМ 218.3.050-2015 Методические рекомендации по проведению испытаний и оценке эффективности машин и навесного оборудования для содержания автомобильных дорог. – М.: Инфрмавтодор, 2015. – 310 с.
2. Кустарев, Г.В. Оценка эффективности дорожных машин как инструмент технического аудита / Г.В. Кустарев, К.П. Мандровский, Я.И. Тюрин // Механизация строительства. – 2016. – Т.77 – № 5. – С. 18-23.
3. Мандровский, К.П. Обобщённые характеристики надёжности в системе мониторинга эффективности дорожных машин / К.П. Мандровский // Вестник Тихоокеанского государственного университета. – 2016. – №3(42). – С. 63-72.
4. Мандровский, К.П. Экологическая безопасность и стоимость топлива как факторы конкурентоспособности дорожно-строительных машин / К.П. Мандровский // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2017. – №2(239). – С.36-41.
5. Дугин, П.И. Классификация затрат при формировании издержек и исчислении себестоимости продукции / П.И. Дугин, М.А. Рычагова // Вестник АПК Верхневолжья. – 2008. – № 4. – С. 40-48.
6. Колпакова, М.А. Современные методы калькулирования себестоимости продукции предприятий разных видов деятельности / М.А. Колпакова // Вестник МГУП имени Ивана Федорова. – 2012. – № 2. – С. 161-167.
7. Тихонова, А.А. Себестоимость продукции и финансовая результативность: что первично? / А.А. Тихонова // Вестник Финансового Университета. – 2007. – № 1. – С. 132-141.
8. Васильева, С.М. Методика проведения аудита затрат на производство продукции и калькулирования себестоимости продукции / С.М. Васильева // Современные проблемы экономического и социального развития. – 2010. – № 6. – С. 130-134.
9. Голкина, Г.Е. Возможности ERP-систем для управления себестоимостью продукции / Г.Е. Голкина // Современные тенденции развития науки и технологий. – 2015. – № 1-5. – С. 44-47.
10. Яхутль, С. А. Проблемы снижения себестоимости продукции на предприятии [Электронный ресурс] / С.А. Яхутль, М.З. Битуева // Nauka-rastudent.ru. – 2015. – № .06(18). – Режим доступа: <http://nauka-rastudent.ru/18/2719/>.
11. Шумейко, О.Ю. Проблемы определения критериев отнесения расходов к составу непрямым при калькулировании себестоимости продукции (работ, услуг) / О.Ю. Шумейко, Ю.В. Железняк // Вісник Хмельницького національного університету. Економічні науки. – 2003. – № 4. – С. 100-103.
12. Коревина, Л. А. Методы калькулирования себестоимости продукции и их виды / Л.А. Коревина // Современные тенденции экономики,

И.В. Лесковец, В.И. Сёмчен, А.Е. Науменко

Выбор параметров механизма подъема электротали

Белорусско-Российский Университет, г. Могилев, Республика Беларусь

Электроталь – это одна из основных машин, применяющихся при механизации простых погрузочно-разгрузочных работ. Электроталь всегда имеет как минимум один механизм – это механизм подъёма. В зависимости от массы поднимаемого груза и места размещения тали может использоваться механизм передвижения.

Грузоподъемность талей варьируется от 50 кг до нескольких десятков тонн. На рынке грузоподъемного оборудования присутствует несколько производителей талей [1, 2, 3]. Они представляют тали грузоподъемностью до 70 т. с высотой подъема до 36 м. Основными показателями талей, ограничивающими их применение, являются масса и габариты, которые увеличиваются в зависимости от грузоподъемности, режима работы и высоты подъема. Основное влияние на массовые и габаритные показатели талей оказывает механизм подъема.

Проектирование механизмов подъема талей осуществляется на основании известных методик [4, 5, 6, 7]. Исходными данными для проведения расчетов являются: высота подъема груза (Н), грузоподъемность, скорость подъема груза, группа режима работы крана.

Основные этапы проектирования механизма подъема следующие:

- выбор кратности полиспаста;
- расчет и выбор диаметра каната;
- расчет и выбор диаметра барабана;
- выбор двигателя по заданной мощности для подъема груза;
- определение требуемого передаточного числа и выбор редуктора;
- расчет и выбор тормоза.

Масса механизма подъема складывается из масс крюковой подвески, каната, барабана, редуктора и двигателя. Каждая из названных масс является функцией исходных параметров. Представим массы в функциях исходных данных для механизма подъема с одноканатной навивкой каната на барабан для группы режима работы механизмов М6 в соответствии с классификацией [7].

Масса блоков крюковой подвески в виде функции диаметра каната и кратности полиспаста представляет собой зависимость

$$m_{\sigma l} = \frac{44,8 \cdot \pi \cdot d_k^2 (2 \cdot n_{\text{пол}} - 1) \rho}{4 \cdot 10^9} \quad (1)$$

где $n_{\text{пол}}$ – кратность полиспаста;

ρ – плотность стали, $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$;

d_k – диаметр каната.

Диаметр каната является функцией кратности полиспаста, режима работы механизма и грузоподъемности, определяется на основании расчетного разрывного усилия и выбирается по ГОСТ на канаты, например [8].

Для тех же исходных данных масса барабана представляет собой функцию

$$m_{\sigma} = \rho \cdot N_{\sigma} \cdot \pi \left[\frac{1000 \cdot H \frac{n_k}{N_{\sigma}} \frac{d_k + 1,5}{20 \cdot \pi \cdot d_k} + 3(d_k + 1,5) + 1,5(d_k + 3)}{1000} \right] \times \left[\frac{\left(\frac{d_k}{100} \right)^2 - \left(\frac{20 \cdot d_k - 2 \cdot s_{\sigma}}{2000} \right)^2}{1000} \right] \quad (2)$$

где N_B – количество ветвей каната, наматываемых на барабан;

n_k – количество ветвей каната, на которых висит груз;

s_{σ} – минимальная толщина стенки барабана.

Толщина стенки барабана представляет собой функцию тех же параметров и определяется по формуле

$$s_{\sigma} = 0,95 \frac{1000 \cdot m_{\text{сп}}}{n_k \cdot \eta_n (d_k + 3) \cdot \sigma_{\sigma}}, \quad (3)$$

где $m_{\text{сп}}$ – масса груза;

η_n – КПД полиспаста;

σ_{σ} – допускаемые напряжения материала барабана.

На массу механизма оказывает влияние масса каната, которая определяется по формуле

$$m_k = m_k^y (H \cdot n_k + 199,39 \cdot D_{\sigma l} + 6 \cdot d_k) \quad (4)$$

Кроме перечисленных параметров, на массу механизма подъема оказывает влияние статический момент на барабане, который определяется по формуле

$$M_{\sigma} = F_k \frac{d_{\sigma}}{2} \quad (5)$$

где d_{σ} – диаметр барабана;

F_k – усилие в канате.

Таким образом, на массу механизма подъема электротали оказывают влияние несколько параметров, которые находятся в сложных функциональных зависимостях и могут использоваться в значительном количестве вариаций. Задача минимизации массы требует разработки комплексного критерия, который должен учитывать не только возможное изменение массы механизма, но и изменение массы привода.

Список литературы

1. Торговый дом TOP [Электронный ресурс] Режим доступа https://top.pulscen.by/catalog/k-4690509-tali_telfery. Дата доступа 26.06.2018.
2. КрантальМ [Электронный ресурс] Режим доступа <http://www.crantal.ru/>. Дата доступа 26.06.2018.
3. Балканское Эхо [Электронный ресурс] Режим доступа <http://balkanskoecho.com/>. Дата доступа 26.06.2018.
4. Справочник по кранам в 2 т. Т. 2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Ковин и др. Под. общ. ред. М.М. Гохберга М:- Машиностроение, 1988. – 559 с.
5. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / М.П. Александров, Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов и др.: М.: Машиностроение, 1986 – 400 с.
6. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. Изд. втор. перераб. и доп. / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон, Минск, «Высшая школа» 1983 – 350 с.
7. Постановление министерства по чрезвычайным ситуациям республики беларусь, 28 июня 2012 г. № 37, Об утверждении Правил по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов.
8. ГОСТ 2688 Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19(1+6+6/6)+1 Сортамент. 9 с.

Исследование кинематики мелющих тел в помольно-смесительном устройстве периодического действия

*Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия*

Разработано помольно-смесительное устройство периодического действия, помол материалов в котором осуществляется в цилиндрической емкости мешалкой с вертикально расположенными стержнями (рис. 1,а) [1].

Результаты натурального эксперимента для определения характера перемещения частиц от взаимодействия мешалки [2] показали, что частицы смеси движутся по сложной траектории, представляющую собой движение по эллипсу (рис. 2), который перемещается на некоторый угол по периметру камеры относительно оси вращения мешалки.

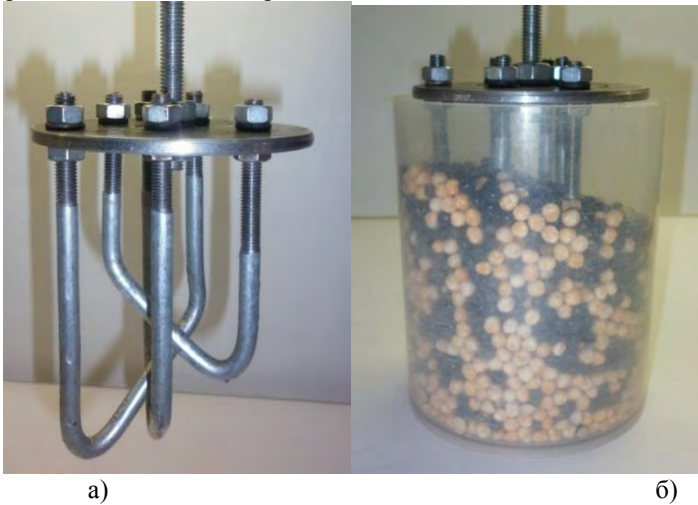


Рис. 1 Натуральная модель смесительной установки:
а – мешалка; б – вид с загрузкой

Чтобы объяснить процессы, происходящие внутри рабочей камеры рассмотрим кинематику материальной точки с точки зрения теории механики сплошной среды. Движение материальной точки M вокруг оси OY (рис. 2) можно разложить на переносное движение в плоскости XOY по окружности с радиусом r_1 и относительное в плоскости $X_1O_1Y_1$, расположенной под углом ψ к вертикали. В относительном перемещении точка

движется по эллиптической траектории с расстоянием $r(\varphi)$ от центра O_1 до любой точки траектории, причем $(0 \leq r(\varphi) \leq a)$, где a – большая полуось эллиптической траектории.

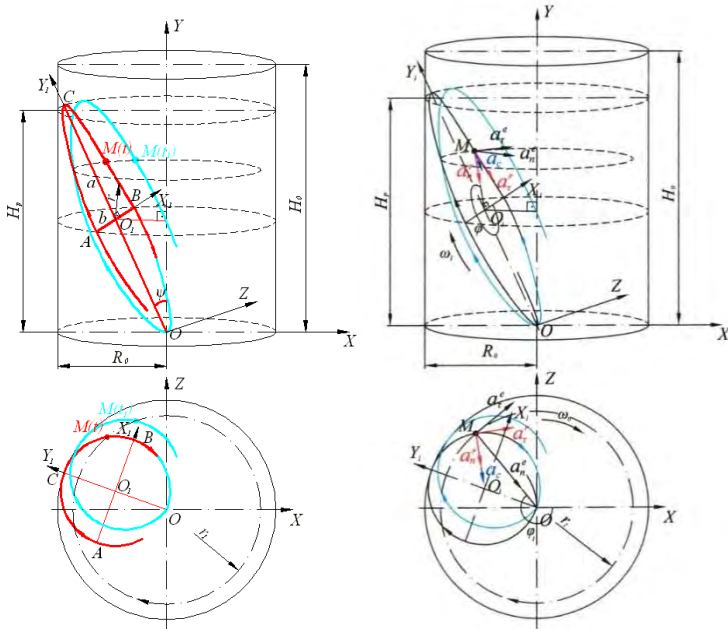


Рис. 2 Расчетная схема

В относительном перемещении точка движется с ускорением a^r , которое раскладывается на нормальное a_n^r , направленное к центру O_1 , и касательное a_t^r , направленное по касательной к эллиптической траектории (рис. 2).

Зная геометрические параметры камеры, определим параметры траектории движения материальной точки M , а именно a и b (малая полуось эллиптической траектории), для этого найдем угол наклона ψ плоскости $X_1O_1Y_1$ к оси OY :

$$\sin \psi = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{\text{tg}^2 \psi}}} = \frac{\text{tg} \psi}{\sqrt{\text{tg}^2 \psi + 1}} = \frac{\frac{R_0}{H_p}}{\sqrt{\left(\frac{R_0}{H_p}\right)^2 + 1}}, \quad (1)$$

где R_0 – радиус камеры помола;

H_p – рабочая высота загрузки, $H_p = H + \Delta H$;

H – начальная высота загрузки;

ΔH – величина изменения высоты загрузки в рабочем режиме.

Используя формулу (1), выразим максимальную величину большой полуоси a :

$$a = \frac{R_0}{2 \sin \psi} = \frac{R_0}{2} \frac{\sqrt{\frac{R_0^2}{H_p^2} + 1}}{\frac{R_0}{H_p}} = \frac{H_p}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{R_0}{H_p}\right)^2 + 1} = \sqrt{\frac{R_0^2}{4} + \frac{H_p^2}{4}} \quad (2)$$

Максимальное значение малой полуоси b :

$$b = \frac{R_0}{2}. \quad (3)$$

Чтобы описать движение точек загрузки аналитически, введем полярную систему координат в плоскости $X_1O_1Y_1$, где $r(\varphi)$ ($0 \leq r(\varphi) \leq a$), φ ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$). Полярный угол φ отсчитывается от положительного направления оси O_1X_1 . Изменение угла φ во времени задается функцией:

$$\varphi = \omega_1 t, \quad (4)$$

где ω_1 – угловая скорость вращения точки в плоскости $X_1O_1Y_1$ в относительном движении, $\omega_1 = \omega/10$;

ω – угловая скорость вращения мешалки.

Чтобы перейти в декартовую систему координат из полярной, воспользуемся соотношениями:

$$x_1 = r(\varphi) \cdot \cos \varphi, \quad y_1 = r(\varphi) \cdot \sin \varphi, \quad (5)$$

Выразим радиус r через малую полуось эллипса. Для этого воспользу-

емся равенством: $\frac{x_1^2}{a^2} + \frac{y_1^2}{b^2} = 1$, тогда:

$$\frac{r(\varphi)^2}{a^2} \cdot \cos^2 \varphi + \frac{r(\varphi)^2}{b^2} \cdot \sin^2 \varphi = 1. \quad (6)$$

Известно соотношение:

$$\frac{b}{a} = k, \quad (7)$$

где k – коэффициент эллиптичности траектории материальной точки M в относительном движении [3].

Расстояние от центра O_1 до любой точки траектории получим, подставив выражение(1),(3) и (7) в (6):

$$r(\varphi) = \frac{R_0}{2\sqrt{1 - (1 - k^2)\cos^2 \varphi}} \quad (8)$$

Через геометрические параметры камеры, выразим величину коэффициента эллиптичности:

$$k = \frac{b}{a} = \frac{R_0}{\sqrt{H_p^2 + R_0^2}} \quad (9)$$

В переносном движении материальная точка М перемещается по окружности радиусом r_1 с ускорением a^e , которое также можно разложить на нормальное a_n^e , направленное к оси ОУ, и касательное a_τ^e , направленное по касательной к окружности (рис. 2). Так как точка движется по сложной траектории, то присутствует Кориолисово ускорение a_c , направленное перпендикулярно к оси ОУ.

Ускорение Кориолиса определяется по формуле:

$$a_c = 2\omega_0 v_\tau^r \sin \gamma = 2\omega_0 \omega_1 r \sin \gamma \quad (10)$$

где γ – угол между векторами v_τ^r и ω_0 ,

$$\sin \gamma = \frac{v_\tau^{r_1}}{v_\tau^r} = \frac{\omega_1 \frac{R_0}{2} \sqrt{1 - (1 - k^2)\cos^2 \varphi}}{\omega_1 \frac{R_0}{2}} = \sqrt{1 - (1 - k^2)\cos^2 \varphi} \quad (11)$$

Таким образом, в результате теоретических исследований установлено, что в помольно-смесительном устройстве периодического действия с вертикальной мешалкой, смесь компонентов перемещается по сложной траектории, что подтверждено экспериментом на натурной модели, а также определены параметры траектории в зависимости от геометрии рабочей камеры.

Список литературы

1. Лозовая С.Ю. Помольно-смесительное устройство периодического действия // RU №111030 U1, заявка № 2011123585/13, дата поступления 09.06.2011, зарегистрировано 10.12.2011. / С.Ю. Лозовая, И.А. Лымарь, Владимиров В.В.

2. Лозовая С.Ю. Исследование влияния конструкции ротора на процесс измельчения в мельницах для сверхтонкого помола // «Молодежь и научно-технический прогресс»: Сб. докладов международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых уче-

ных./Сост.Е.С. Быкова, А.П. Гаевой, О.В. Золотарев. / С.Ю. Лозовая, И.А. Лымарь,– Губкин: ООО «Айкью», 2012. С.26-31

3. Эллипс – Википедия // Википедия Свободная энциклопедия: [портал] URL: <http://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%EB%E8%EF%F1> (дата обращения 09.03.2011).

К.П. Мандровский, Я.С. Садовникова

Уточнение характеристик движения жидкого реагента по диску при распылении форсункой

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия

Введение

Качественная обработка покрытий противогололёдными реагентами (ПГР) может быть гарантирована в том случае, если количество подаваемого ПГР будет соответствовать установленной норме расхода и реагент будет распределён по обрабатываемому участку равномерно, без огрехов в виде необработанных зон и зон с двойной обработкой (областей перекрытия). Эти условия выполняются, если программное обеспечение системы управления рабочим процессом, которой оснащаются машины для распределения реагентов, будет разработано на основе комплексных математических моделей, адекватно и с высокой степенью точности описывающих движение реагента по рабочему оборудованию и в воздушной среде. Рассмотрим процесс нанесения на покрытие жидкого реагента, распыляемого предварительно форсункой, а затем поступающего на распределительный диск. Справедливо отметить, что подобные модели разработаны только для распределителей твёрдых материалов [1-3], что касается жидких реагентов, известны лишь исследования общих вопросов движения жидкости (и отдельной капли) в воздушной среде [4-6]. Между тем, наличие комплексной модели позволит осуществлять имитационное моделирование процесса противогололёдной обработки и назначать обоснованные режимы работы оборудования для различных внешних (эксплуатационных) условий. Эта же модель даст возможность выработать рекомендации по назначению оптимальных конструктивных параметров распределительного оборудования.

Целью данной статьи будет являться детальное изучение процесса движения капель ПГР по рабочему оборудованию и выявление тех параметров и факторов, которые определяют кинематические характеристики движения потока ПГР. Поставленные в данной работе задачи можно сформулировать следующим образом: необходимо разработать математическую

модель истечения жидкого ПГР из форсунки и определить её связь с математической моделью перемещения каплей по диску. Это исследование будет являться основанием для дальнейших работ, относящихся к вопросу обеспечения качества и экономичности противогололёдной обработки покрытий.

Движение капли при истечении из форсунки

При рассмотрении движения каплей реагента с момента истечения из сопла форсунки до момента встречи с диском следует использовать систему координат, связанную с форсункой: $x'z'$ (рис. 1).

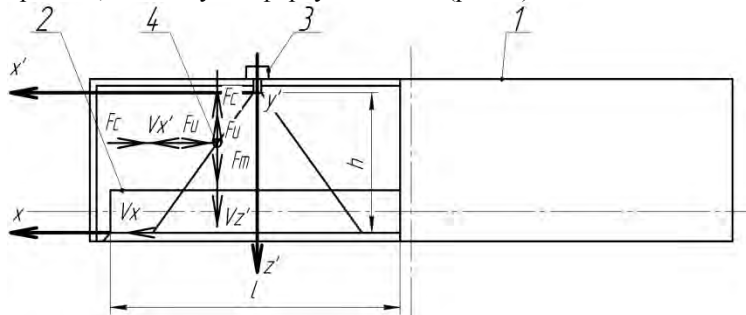


Рис. 1. Расчётная схема истечения капли из форсунки:
1 – диск, 2 – лопатка диска, 3 – форсунка, 4 – капля реагента

При этом, ось z' проходит через ось форсунки, ось x' проходит параллельно лопатке диска. При расчётах рассматривается отдельно взятая капля реагента и принимается допущение, что она не взаимодействует с соседними каплями. Капля покидает сопло форсунки под некоторым давлением и под некоторым углом α . Капля движется по действию силы сопротивления, силы инерции, силы тяжести. Совокупность слетающих капель, составляющих конусообразную (веерообразную) струю, попадает на распределительный диск и образует зону распыления в виде круга.

Запишем в общем виде уравнение движения капли по оси z' с учетом действующих сил:

$$F_T = F_n + F_c, \quad (1)$$

где F_T – сила тяжести, F_n – сила инерции, F_c – сила сопротивления движению капли.

Или: $a_{z'} = g - \frac{kV_{z'}}{m}$, где $a_{z'}$ – ускорение капли, k – коэффициент сопротивления среды, m – масса капли.

В начальный момент времени капля покидает сопло форсунки с некоторой скоростью истечения, координата капли по соответствующей оси при том равна расстоянию от сопла форсунки до диска.

Уравнение движения по оси x' с учётом действующей силы сопротивления среды и силы инерции примет вид:

$$ma_x = F_c \quad (2)$$

или $a_{x'} = -\frac{kV_{x'}}{m}$, где F_c – сила сопротивления воздушной среды.

В начальный момент расчёта координата капли по оси x' равна половине диаметра форсунки. Реагент подается под давлением 5...8 бар, следовательно, скорость истечения капли в начальный момент ненулевая и определяется величиной расхода реагента и площадью сечения сопла форсунки. Когда координата капли по оси z' будет равна нулю, с использованием уравнений 1, 2 можно определить путь, проходимый каплей до встречи с диском. Далее, используя полученные уравнения, определим согласно зависимости $x' = f(z')$ начальную координату капли при попадании на диск x'_0 . Затем можно перейти к анализу процесса движения капли по диску.

Движение частиц (гранулированного реагента) по диску достаточно хорошо изучено в работах [2,3,7]. Для жидкого реагента форма уравнений останется прежней, но значения плотности, массы и коэффициента трения о лопатку и диск изменятся. Составив математическую модель распыления реагента струйной форсункой, можно связать её с уже имеющейся моделью движения частиц (капель) по диску. Связь моделей выражается в том, что в конечный момент распыления (когда капля попадает на диск) её положение относительно оси x' (координата x'_0) будет являться начальным условием для решения уравнения движения вдоль лопатки диска. Необходимо лишь перейти от оси x' к оси x , направленной вдоль лопатки. Лопатка диска имеет прямоугольную форму и расположена под углом φ к продольной оси диска (рис.2).

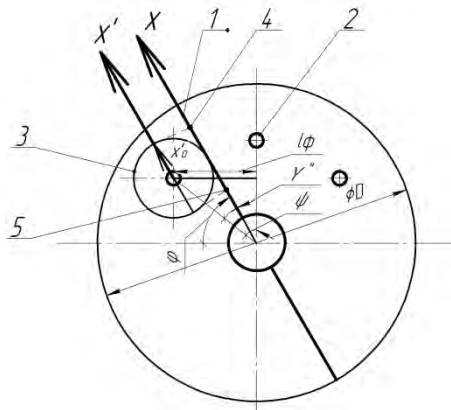


Рис. 2. Расчетная схема движения капли по диску

- 1 – лопатка диска, 2 – форсунка, 3 – зона распыления, создаваемая форсункой,
4 – максимальное значение начальной координаты капли, 5 – минимальное значение начальной координаты капли

В результате такого перехода будет известно начальное положение капли относительно лопатки, то есть координата x_n . Для перехода используем угол ψ – угол установки форсунки в секторе, угол $\gamma' = 90 - \psi$, $\gamma'' = \varphi - \gamma'$.

Определяем максимальное (3) и минимальное (4) значение x_n :

$$x_n = x_0 + \frac{l_\phi}{\cos \gamma'} \cos \gamma'' \quad (3)$$

$$x_n = \frac{l_\phi}{\cos \gamma'} \cos \gamma'' - x_0, \quad (4)$$

где l_ϕ – расстояние от продольной оси диска (проходящей через его центр) до продольной оси форсунки.

Результатом решения уравнения движения капли по диску будет вычисление скорости слёта капли с диска. Эта скорость будет начальным условием для дальнейшего решения системы уравнений перемещения капель в воздушной среде.

Выводы

1. Получена математическая модель движения капель жидкого противогололёдного реагента при истечении из форсунки (уравнения 1,2).

2. В работе представлена связь математической модели движения капли при истечении из форсунки и модели, описывающей перемещение капли по диску (уравнения 3,4).

3. Установлено, что величину скорости капли при истечении из форсунки определяют плотность воздушной среды, масса и плотность капли, а также конструктивные параметры форсунки (диаметр) и эксплуатационные факторы: давление подачи реагента (или величина расхода реагента через форсунку).

4. Выявлено, что на кинематические характеристики движения капель также влияет конструкция распределительного диска, а именно, расстояние между форсункой, устанавливаемой в его кожухе, и поверхностью диска.

5. Анализ моделей позволяет сделать вывод о том, что скорость слёта капли с диска напрямую зависит от частоты его вращения, особенностей установки форсунки в кожухе диска, а также от конструктивных особенностей лопаток диска.

6. Сформирована основа для дальнейшей разработки углублённой комплексной модели процесса распыления жидкого реагента с целью использования её в системе автоматизированного управления эффективностью противогололёдной обработки покрытий.

Список литературы

1. Емельянов, Р.Т. Моделирование системы управления частотой вращения вала шнекового распределителя материала / Р.Т. Емельянов, В.В. Серватинский, А.П. Прокопьев, В.С. Новрузов // Вестник КрасГАУ. - 2016. - № 5. - С. 56-60.
2. Земдыханов, М.М. Обоснование схемы и параметров центробежного разбрасывателя песка и реагентов / М.М. Земдыханов, Т.Р. Габдуллин // Известия КГАСУ. - 2014. - №4 (30). - С. 484-489.
3. Баловнев, В.И. Машины для содержания и ремонта городских и автомобильных дорог: учебное издание / В.И. Баловнев. - М. Омск: Омский дом печати, 2005. - 768 с.
4. Картушинский, А.И. Численное моделирование двумерной вертикальной двухфазной струи / А.И. Картушинский, Э.Э. Михаелидес, Ю.А. Руди, С.В. Тислер, И.Н. Щеглов // Известия Российской академии наук. Механика жидкости и газа. - 2012. - № 6. - С. 99-108.
5. Гончарова, О.Н. Конвективные движения жидкостей под действием сопутствующих потоков газа: математическое моделирование, численные исследования / О.Н. Гончарова // Омский Научный Вестник. - 2013. - №1 (117). - С. 21-24.
6. Виноградов, А.Г. Врахування аеродинамічного коефіцієнта при математичному моделюванні руху крапель води в повітрі / А.Г. Виноградов // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія Машинобудування. - 2011. № 63. - С. 264-267.
7. Богданов, В.С. Закономерности сегрегации частиц на вращающемся диске классификатора центробежного типа / В.С. Богданов, И.Н. Логачев, В.Г. Дмитриенко, В.В. Жидков // Вестник Белгородского технологического университета им. В.Г. Шухова. - 2012. - №1. - С. 73-78.

О местной устойчивости балок с прямолинейными и криволинейными стенками

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
г. Санкт-Петербург, Россия

Ездовые балки грузоподъемных кранов, мостов, строительных сооружений, выполненные из листов, чаще всего имеют коробчатое или тавровое сечение. Одним из критериев их работоспособности является обеспечение местной устойчивости элементов. Так как по соображениям минимизации массы балки ее стенки изготавливают меньшей толщиной, чем толщина пояса, то в первую очередь, должна обеспечиваться местная устойчивость стенок. Это достигается установкой в зонах сжатия стенок продольных и поперечных ребер, диафрагм (рис.1, а), которые однако увеличивают массу балки.

Известны патенты балок с изначально непрямыми стенками [1, 2, 3], наибольший интерес из которых представляют стенки, изогнутые по радиусу, так как радиусная форма наиболее технологична при изготовлении (рис.1, б).

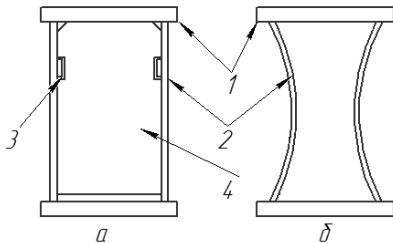


Рис. 1. а – коробчатая балка с прямолинейными стенками, б – коробчатая балка с криволинейными стенками. 1 – пояс, 2 – стенка, 3 – продольное ребро, 4 диафрагма

Известно также, что оболочки обладают повышенным сопротивлением местной устойчивости по сравнению с листовыми конструкциями, изготовленными из прямых элементов. Это позволяет устанавливать ребра жесткости и диафрагмы с большим шагом или вообще отказаться от их установки.

Методы расчета местной устойчивости пластин содержатся в российских и европейских стандартах, таких как ГОСТ 33169-2014 [4], ISO 20332:2016 [5], LLOYD Rules for Classification and Construction IV Industrial Services [6].

Условие обеспечения местной устойчивости для пластины без подкрепляющих ребер жесткости, закреплённой по четырем сторонам, при отсутствии касательных напряжений и без учета локальных напряжений от сосредоточенной нагрузки по методу предельных состояний имеет вид [4]

$$\left(\frac{\gamma_m \gamma_c \sigma_{\text{IПC}}}{\sigma_{\text{cr}}} \right)^q \leq 1, \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{IПC}}$ - расчетное значение напряжения, вычисленное по методике предельных состояний, σ_{cr} - критическое напряжение потери устойчивости, q - показатель степени, который равен $q = 0.8 + 0.15\gamma^3$, характер нагрузки пластины $\gamma = 1 - \sigma_{\text{min}}/\sigma_{\text{max}}$, $\gamma_m = 1$, $\gamma_c = 1$. Критическое напряжение находится по формуле $\sigma_{\text{cr}} = k_s K_{\text{so}} (t/d)^2$,

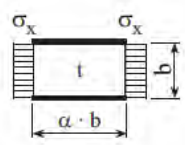
где k_s - коэффициент устойчивости, отражающий влияние условий закрепления и распределения напряжений по ширине пластины, K_{so} - коэффициент, имеющий размерность МПа, t - толщина пластины, d - высота пластины. Длина пластины учитывается коэффициентом устойчивости k_s .

Аналогичное условие обеспечения местной устойчивости по допускаемым напряжениям содержится в [6]

$$\left(\frac{S \cdot \sigma_x}{K_x \cdot R_{\text{eH}}} \right)^{e1} \leq 1, \quad (2)$$

где R_{eH} - предел текучести, принимаемы равным 250 МПа; σ_x - действующие напряжения; S - коэффициент запаса; K_x - коэффициент устойчивости, зависящий от геометрических параметров, характера нагружения и условий опирания пластины (табл. 1); $e1$ - показатель, равный 1, ..., 1.25.

Таблица 1. Коэффициент устойчивости K_x [6]

	$\alpha \geq \frac{2}{3}$	$K = 6,97$	$\kappa_x = 1$ for $\lambda \leq 0,83$
	$\alpha < \frac{2}{3}$	$K = \frac{1}{\alpha^2} + 2,5 + 5 \alpha^2$	$\kappa_x = 1,13 \left[\frac{1}{\lambda} - \frac{0,22}{\lambda^2} \right]$ for $\lambda > 0,83$

Здесь $\lambda = \sqrt{R_{\text{eH}} / (K \cdot \sigma_e)}$; $\sigma_e = 0.9E(t/b)^2$ - эталонное напряжение устойчивости; $\alpha = a/b$, где a - параметр, соответствующий размеру a в табл. 2.

Условие (2) не содержит сравнения действующих напряжений с критическими, как это предписано в методиках [4] и [6]. Стандарт LLOYD использует безразмерные величины для определения обеспечения устойчи-

ности. Однако неравенство (2) включает в себя действующие напряжения σ_x , которые в граничном случае обеспечения местной устойчивости должны быть равны критическим напряжениям. Поэтому из (2) при коэффициенте запаса $S=1$ можно определить критические напряжения в виде

$$\sigma_{cr} = K_x \cdot R_{eH} , \quad (3)$$

Таблица 2. Размеры сечений рассчитываемых балок

Расчетная схема	Значения варьируемых параметров
	$d = 1000$ мм $b = 400$ мм $t_b = 10, 14, 16, 20$ мм $t_w = 6, 8, 10, 12$ мм $a = 600, 800, 1000, 1200, 1500$ мм (длина балки)

Вычислительный эксперимент, проведенный методом конечных элементов в среде ANSYS на ряде балок коробчатого сечения, с варьированием геометрических параметров в диапазоне, представленном в табл.2, при нагружении только сжатием по торцам и расчет критических напряжений в пластинах при сжатии по методикам [4] и [6] и представленным выше зависимостям показал, что ГОСТ 33169-2014 дает практически одинаковые результаты с расчетом в ANSYS. Критические напряжения по [6] (зависимость 3) существенно выше по сравнению с [4] и расчетами в ANSYS (рис.2), что может быть связано с неопределенностью условий закрепления. На горизонтальной оси графика отображены расчетные варианты балок. Каждому варианту соответствует своя комбинация геометрических параметров из табл. 2. На вертикальной шкале отображены значения критического напряжения потери местной устойчивости для каждого расчетного варианта.

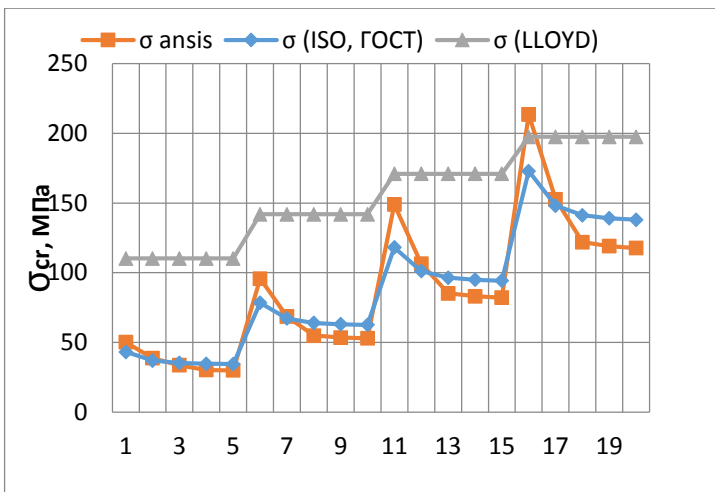


Рис. 1. Сравнение методов расчета местной устойчивости сжатых пластин в среде ANSYS с [4] и [6].

Было выполнено сопоставление устойчивости стенок коробчатых балок - прямых и изогнутых по радиусу. Рассматривались балки высотой $d=1000$ мм, шириной $b=400$ мм, длиной, $a=1500$ мм. Толщины пояса и стенки варьировались попарно: $t_b=10$ мм и $t_w=6$ мм; $t_b=14$ мм и $t_w=8$ мм; $t_b=18$ мм и $t_w=10$ мм. Для каждой из трех варьируемых пар толщин задавалось изменение радиуса стенки: $R=1500$ мм, $R=2000$ мм, $R=2500$ мм, $R=5000$ мм, $R=7500$ мм. Балка нагружалась по торцам сжатием, чему соответствует значение коэффициента $\gamma=0$.

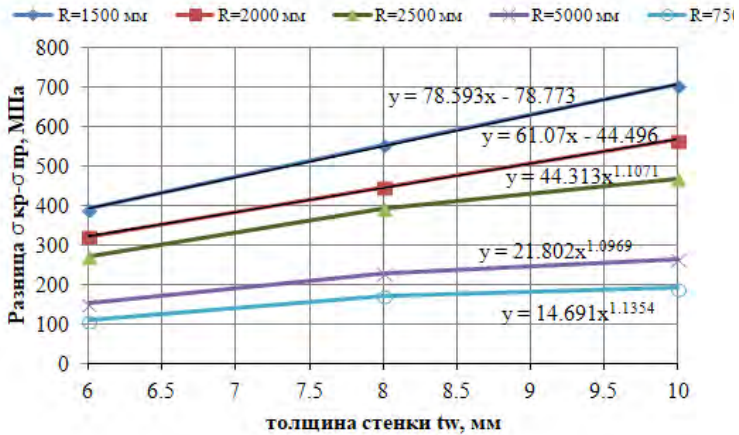
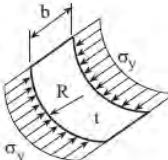


Рис. 3. Зависимость разницы критических напряжений криволинейных и прямых стенок от толщины стенки и радиуса кривизны

В программе ANSYS были произведены расчеты критических напряжений на момент потери стенками местной устойчивости. Расчеты показали существенное повышение устойчивости криволинейных стенок по сравнению с прямыми стенками. Результаты расчетов представлены на рис. 3 и рис. 4. На рис. 3 показано возрастание разницы критических напряжений между радиусными и прямыми стенками ($\sigma_{кр} - \sigma_{пр}$) при увеличении толщины стенки t_w и увеличения радиуса изгиба R. При этом наблюдается практически линейная зависимость ($\sigma_{кр} - \sigma_{пр}$) от толщины стенки t_w при всех рассмотренных значениях радиуса кривизны.

В стандарте [6] также рассматривается местная устойчивость пластины, изогнутой по радиусу и нагруженной равномерным сжатием по боковым сторонам. Общая расчетная формула такая же, как и для прямых пластин (2), но K_y – коэффициент устойчивости, зависящий от геометрических параметров, характера нагружения и условий опирания пластины, определяется по-другому, так как показано в (табл.3). Были проведены сравнительные расчеты устойчивости изогнутых по радиусу стенок в составе коробчатой балки, выполненные в программе ANSYS, с расчетами по аналитической зависимости (3) с учетом зависимостей таблицы 3. В качестве примера на рис.4 приведены результаты расчетов изогнутых по радиусу стенок при трех толщинах $t_w = 6, 8$ и 10 мм показаны.

Таблица 3. Коэффициент устойчивости K_y [6]

	$\frac{b}{R} \leq 0,5 \sqrt{\frac{R}{t}}$	$K = 1 + \frac{2}{3} \frac{b^2}{R \cdot t}$	$\kappa_y = 1$ for $\lambda \leq 0,25$
	$\frac{b}{R} > 0,5 \sqrt{\frac{R}{t}}$	$K = 0,267 \frac{b^2}{R \cdot t} \left[3 - \frac{b}{R} \sqrt{\frac{t}{R}} \right]$ $\geq 0,4 \frac{b^2}{R \cdot t}$	$\kappa_y = 1,233 - 0,933 \lambda$ for $0,25 < \lambda \leq 1$ $\kappa_y = 0,3 / \lambda^3$ for $1 < \lambda \leq 1,5$ $\kappa_y = 0,2 / \lambda^2$ for $\lambda > 1,5$

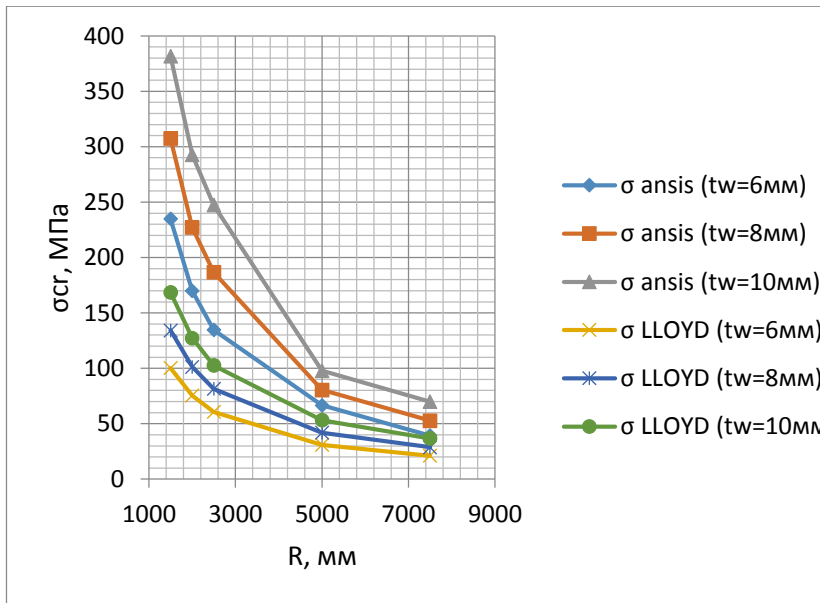


Рис. 4. Критические напряжения устойчивости криволинейных стенок в составе корыччатой балки (расчет ANSYS) и рассчитанных по методике [6]

Как видно из рис. 4 наблюдается довольно существенное расхождение между значения критического напряжения, посчитанного с помощью программы ANSYS и стандарта LLOYD особенно с увеличением кривизны стенки. При больших значениях радиуса кривизны расхождения не так заметно. Следует отметить, что в стандарте LLOYD не рассматриваются

условия закрепления стенок по сторонам, а также не рассматриваются комбинации нагружения только изгибом или изгибом со сжатием.

Выполненные исследования показывают существенные преимущества обеспечения местной устойчивости балок с криволинейными стенками в сравнении с традиционными балками с прямыми стенками. Практически отсутствуют рекомендации по расчету и проектированию балок с криволинейными стенками в отечественной литературе, за исключением работ [7,8,9], а имеющиеся зависимости в стандарте [6] требуют дальнейшего анализа.

Список литературы

1. Пат. 1989834 США. Method for reinforcement beams / G. Watson опублик. 5.02.1935
2. Пат EP 0293789 A1 Германия. Als Kastenträger ausgebildeter Kranträger / Richar Aust опублик. 10.10.2001
3. Пат 2478557, Россия. Подкрановая балка / Белый Александр Григорьевич опублик. 1.06.2011
4. ГОСТ 33169-2014 – Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности. – М.: Стандартинформ, 2015
5. ISO 20332:2016 – Cranes: proof of competence of steel structures. – ISO/TC 96/SC 10
6. LLOYD Rules for Classification and Construction IV Industrial Services. – Germanischer Lloyd SE 2011
7. Манжула К.П. Влияние кривизны стенок коробчатых балок на местную устойчивость /Манжула К.П., Наумов А.В. – Современное машиностроение: Наука и образование. Изд. Политехн. уни-та. 2016 с. 824-830.
8. Манжула К.П. Местная устойчивость криволинейных стенок коробчатых балок при сжатии с изгибом /Манжула К.П., Наумов – Современное машиностроение: Наука и образование. Изд. Политехн. уни-та. 2017. – 1445 с. С. 841-847.
9. Наумов А.В. Численное исследование устойчивости криволинейных пластин в составе конструкции/ Наумов А.В., Манжула К.П. - Интерстроймех 2016: сборник докладов XX Международной научно-технической конференции (Москва, 10-14 октября 2016)/[ред. колл. С.Я. Галицков и др].- Москва: НИУ МГСУ, 2016, 244 с С.31-36.

Разработка плоскостного глубинного виброуплотнителя бетонных смесей

Кременчугский национальный университет им. Михаила Остроградского, г. Кременчуг, Украина

Внутреннее (глубинное) вибрирование бетонных смесей энергетически наиболее выгодно отличается от других способов вибрационного уплотнения. Для этих целей используют глубинные вибраторы [1 - 2] с диаметром булавы (наконечника) от 36 до 76 мм. Для технологического оборудования используются навесные глубинные вибраторы с диаметром наконечника от 75 до 133 мм. Эти вибрационные машины обеспечивают проработку и уплотнение бетонной смеси в радиусе от 200 до 300 мм в зависимости от диаметра наконечника и консистенции бетонной смеси. Для увеличения активной зоны вибрирования нами был разработан плоскостной глубинный уплотнитель (рис 1), выполненный в виде вертикальной плоской плиты, на которой смонтирован вибровозбудитель горизонтальных колебаний.

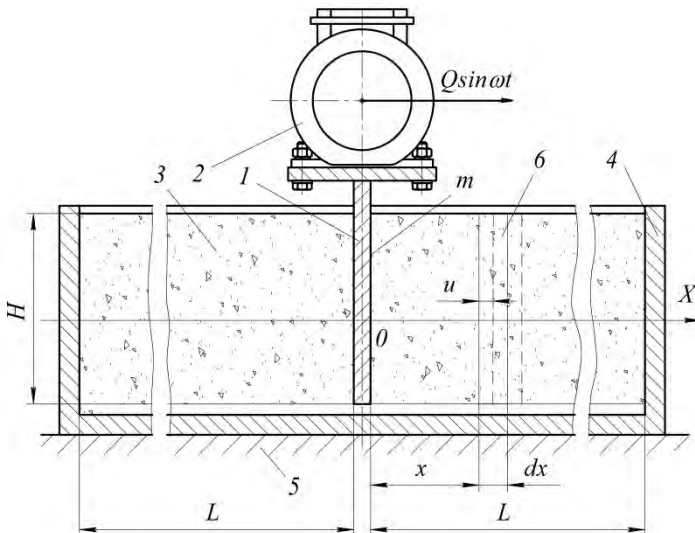


Рис. 1. Расчетная схема взаимодействия глубинного уплотнителя с бетонной смесью в форме: 1 – плоская вертикальная плита; 2 - вибровозбудитель колебаний; 3 – бетонная смесь; 4 – форма; 5 – основание; 6 – выделенный элемент

Для эффективной работы предлагаемой вибрационной машины необходимо точно выбрать ее основные параметры и режимы вибрационного

воздействия на уплотняемую среду, которую можно представить реологическими моделями Кельвина – Фогта [3], Максвелла [4], или в виде сплошной среды [5 – 6], которая учитывает действие упругих, диссипативных и инерционных сил [7]. При этом зависимость между напряжением и деформацией в бетонной среде при действии вибрационного возмущения $Q \sin \omega t$ можно представить в виде следующего волнового уравнения:

$$E \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + \eta \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x \partial t} - \rho L_1 \frac{\partial^3 u(x,t)}{\partial x \partial t^2} + \mu u(x,t) = \rho \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}. \quad (1)$$

где Q – амплитуда горизонтальной возмущающей силы; ω – угловая частота вынужденных колебаний; t – время; u и x – эйлерова и лагранжева координаты (рис. 1, поз.6); E – динамический модуль упругой деформации бетонного слоя смеси; η – коэффициент динамической вязкости, учитывающий внутреннее трение в бетонной смеси; ρ – плотность бетонной смеси; L_1 – приведенная эффективная длина уплотняемого слоя бетонной смеси в направлении координатой оси X ; μ – коэффициент сопротивления, учитывающий затраты энергии на разрушение внутренних связей, вытеснение воздуха и переориентацию частиц [7].

Для рассматриваемой расчетной схемы (рис. 1) решение волнового уравнения 1 будем отыскивать при следующих краевых условиях:

$$m \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial t^2} - EF \frac{\partial u(0,t)}{\partial x} - \eta F \frac{\partial u(0,t)}{\partial t} + \rho L_1 F \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial t^2} - \mu F u(0,t) = Q e^{i\omega t}; \quad (2)$$

$$u(L,t) = 0, \quad (3)$$

где L – длина от вертикальной плиты глубинного уплотнителя до торцевой стенки формы; возмущающая сила $Q \sin \omega t$ представлена в виде мнимой части комплексной функции $Q e^{i\omega t}$.

В результате решения уравнения (1), удовлетворяющего краевым условиям, была найдена закономерность распространения волн деформации в уплотняемой среде в следующем виде:

$$u(x,t) = \frac{Q e^{-\delta x}}{\sqrt{sh^2(\alpha L) + \sin^2 kL \sqrt{[c_b - (m + m_b)\omega^2]^2 + b_b^2 \omega^2}}} \times$$

$$\times \{sh[\alpha(L-x)] \cos k(L-x) \sin(\omega t - \xi x - \varphi) +$$

$$+ ch[\alpha(L-x)] \sin k(L-x) \cos(\omega t - \xi x - \varphi)\}, \quad (4)$$

где δ – коэффициент затухания возмущения в уплотняемом слое бетонной смеси; ξ – коэффициент диссипации; k – волновое число; α – коэффициент поглощения, характеризующий уменьшение амплитуды возмущения при удалении от источника вибрационного воздействия;

$$\delta = 0,5(\mu + \rho L_1 \omega^2)/E; \quad \xi = 0,5\eta\omega/E; \quad (5)$$

$$k = \sqrt{0,5\chi + \sqrt{0,25\chi^2 + \xi^2\delta^2}}; \quad \alpha = \sqrt{-0,5\chi + \sqrt{0,25\chi^2 + \xi^2\delta^2}}; \quad (6)$$

$$\chi = \rho\omega^2/E + \xi^2 - \delta^2;$$

c_b, m_b – приведенные значения жесткости и массы уплотняемой бетонной смеси; b_b – приведенный коэффициент неупругого сопротивления уплотняемой бетонной смеси,

$$c_b = 0,5EF \cdot 0,5EF[\alpha \cdot sh(2\alpha L) + k \sin 2kL]/[sh^2(\alpha L) + \sin^2 kL]; \quad (7)$$

$$m_b = 0,5F(\mu/\omega^2 + \rho L_1); \quad b_b = \frac{0,5F}{\omega} \left[E \frac{\alpha \cdot \sin 2kL - k \cdot sh(2\alpha L)}{sh^2(\alpha L) + \sin^2 kL} + \eta\omega \right]; \quad (8)$$

φ – сдвиг фаз между амплитудой возмущающей силы и перемещением,

$$\varphi = \varphi_2 - \varphi_1 = \arctg \frac{ch(\alpha L) \sin kL}{sh(\alpha L) \cos kL} - \arctg \frac{b_b \omega}{c_b - (m + m_b)\omega^2}. \quad (9)$$

Полученное решение (4) волнового уравнения колебаний (1), удовлетворяющие краевым условиям (2) и (3), описывает закон колебаний уплотняемого в форме глубинным уплотнителем бетонного слоя смеси в зависимости от координаты x , т.е. при $L \leq x \leq 0$. При $x = 0$ полученная зависимость (4) описывает закон колебаний слоя смеси, прилегающего к вертикальной плите, и одновременно закон колебаний плоскостного глубинного уплотнителя, т.е.

$$u(0, t) = A \sin(\omega t + \varphi_1), \quad (10)$$

где A – амплитуда колебаний вертикальной плиты,

$$A = Q/\sqrt{[c_b - (m + m_b)\omega^2]^2 + b_b^2\omega^2}. \quad (11)$$

Для рассматриваемой расчетной схемы эффективная длина уплотняемого слоя L_1 назначается при выполнении следующего условия:

$$- \text{если } 0,5\pi\sqrt{E/\rho}/\omega \geq 0,5L, \text{ то } L_1 = 0,5L; \quad (12)$$

$$- \text{если } 0,5\pi\sqrt{E/\rho}/\omega \leq 0,5L, \text{ то } L_1 = 0,5\pi\sqrt{E/\rho}/\omega. \quad (13)$$

Полученные выражения (7 – 8) могут использоваться в случае применения континуально-дискретной расчетной модели, описывающей взаимодействие плоскостного глубинного уплотнителя с бетонной смесью в ограниченном торцевыми стенками формы пространстве при различных значениях площади поверхностей взаимодействия рабочего органа с бетонной средой.

На рис. 2 показано изменение амплитуды колебаний глубинного плоскостного виброуплотнителя взаимодействующего с уплотняемой средой различной консистенции в зависимости от относительной плотности бе-

тонной смеси $\varepsilon = (\rho - \rho_0) / (\rho_k - \rho_0)$ при $L=60$ см. Здесь ρ_0 и ρ_k – плотность бетонной смеси в начале и конце уплотнения.

Приведенные данные получены при использовании теоретических зависимостей (10) и (7 – 8) для глубинного плоскостного уплотнителя, совершающего строго горизонтальные колебания в замкнутом пространстве при уплотнении бетонной смеси в форме в направлении координаты x , со следующими основными параметрами: масса глубинного уплотнителя – $m=7$ кг; амплитуда возмущающей силы вибровозбудителя колебаний – $Q=0,981$ кН; угловая частота вынужденных колебаний – $\omega=292$ рад/с; площадь поверхности вертикальной плиты, взаимодействующая с бетонной смесью (при двухстороннем контакте) – $F=800$ см²; амплитуда колебаний вертикальной плиты в строго горизонтальном направлении, перпендикулярном плоскости взаимодействия вертикальной плиты с бетонной смесью, на холостом ходу (без взаимодействия с бетонной смесью) – $A=0,167$ см; расстояние от вибрирующего рабочего органа до торцевой стенки формы $L=60$ см.

Необходимо отметить, что на закон колебаний вибрирующего рабочего органа (10) и закон распространения упруго пластических волн деформаций (4), а также на динамические характеристики уплотняемой среды влияют прямые волны деформаций, распространяемые в уплотняемой среде от источника деформаций, и обратные волны, отражаемые от неподвижной преграды (торца формы). Эти волны распространяются с одинаковой частотой и могут гасить друг друга или слаживаться (узлы пучности). Это приводит к искажению динамических характеристик рассматриваемой динамической системы.

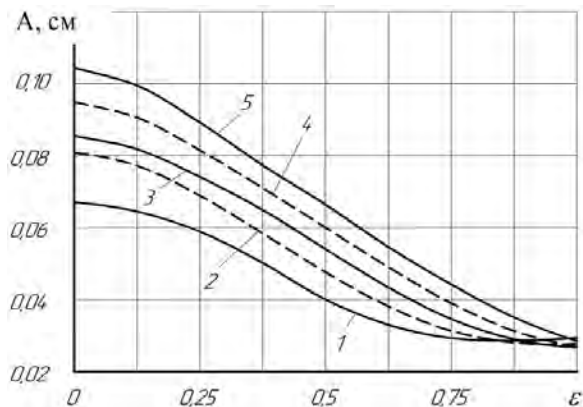


Рис. 2. Изменения амплитуды колебаний глубинного плоскостного виброуплотнителя взаимодействующего с уплотняемой средой различной консистенции в зависимости от относительной плотности бетонной смеси ε при $L=60$ см: 1 – при осадке конуса 3,5 – 4 см; 2 – при жесткости смеси $Ж=30$ с; 3 – при $Ж=60$ с; 4 – при $Ж=90$ с; 5 – при $Ж=120$ с

Значения приведенных коэффициента жесткости, неупругого сопротивления и массы, определяющих взаимодействие глубинного плоскостного виброуплотнителя с бетонной средой, существенно зависят от консистенции, физико-механических характеристик и относительной плотности бетонной смеси, краевых условий, определяющих, что уплотнение бетонной смеси происходит в замкнутом пространстве, расстояния от вибрирующего рабочего органа до неподвижной преграды, частоты вибрационного воздействия и площади взаимодействия вертикальной плиты с уплотняемой бетонной средой. Эти параметры наряду с амплитудой возмущающей силой определяют амплитуду колебаний глубинного уплотнителя. После введения глубинного уплотнителя в обрабатываемую среду его амплитуда колебаний, которая составляет на холостом ходу 0,167 см, понижается и составляет в зависимости от консистенции смеси 0,067 – 0,104 см в начале уплотнения (рис.2). Наибольшую амплитуду колебаний глубинный уплотнитель имеет при взаимодействии с бетонной средой, имеющей жесткость 120 с. По мере нарастания плотности бетонной среды амплитуда колебаний глубинного уплотнителя уменьшается и на заключительном этапе уплотнения для всех смесей она становится примерно одинаковой и составляет 0,0268 – 0,0294 см.

Амплитуда колебаний вибрационного уплотнителя, во многом определяет величину энергии, закачиваемой в бетонную среду глубинным плоскостным виброуплотнителем, и позволяет определить нарастание плотности бетонной среды в процессе ее уплотнения вибрационным воздействием [6]. Она также позволяет определить необходимую продолжительность вибрационного воздействия в зависимости от консистенции бетонной смеси и расстояния от источника вибрации до неподвижной опоры (торцевой стенки формы).

Список литературы

1. Juradin S., Baloević G., Harapin A. Impact of Vibrations on the Final Characteristics of Normal and Self-compacting Concrete // *Journal of Materials Research*, 2014, Vol.17(1), pp. 178-185.
2. Sudarshan N.M., Chandrashekar Rao t. Vibration Impact on Fresh Concrete of Conventional and UHPFRC // *International Journal of Applied Engineering Research*, 2017, Vol. 12, iss. 8, pp. 1683-1690.
3. Chen X., Wu S., Zhou J. Experimental study and analytical formulation of mechanical behavior of concrete // *Journal of Construction and Buildings Materials*, 2013, Vol. 47, pp. 662–670.
4. Banfill P.F.G., Teixeira M.A.O.M, Craik R.J.M.. Rheology and vibration of fresh concrete: Predicting the radius of action of poker vibrators from wave propagation // *Journal of Cement and Concrete Research*, 2011, Vol. 41, iss.9, pp. 932-941.

5. Abdellaoui H., Echaabi J. Rheological models for modeling the viscoelastic behavior in liquid composite molding processes (LCM) review // Journal of Reinforced Plastics and Composites, 2014, Vol. 33, iss.8, pp.714 – 732.

6. Маслов А.Г., Салено Ю.С. Вибрационные машины и процессы в дорожно-строительном производстве: монография. Кременчук: ПП Щербатых А.В, 2014. 262 с.

7. Маслов А.Г., Жанар Батсайхан. Реологическая модель вибрируемой бетонной смеси / Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського, 2018. Вип. 1 (108). С. 73–78.

Д.С. Межуев

Анализ устройств для разогрева битумов

Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия

Наиболее широко используемым устройствами для разогрева битума являются передвижные парообразователи, нагреватели - циркуляторы, переносные змеевики и электронагреватели горелки на жидком топливе.

Из выпускаемых нашей промышленностью парообразователей, широко применяется прицепной парообразователь, состоящий из парового котла.

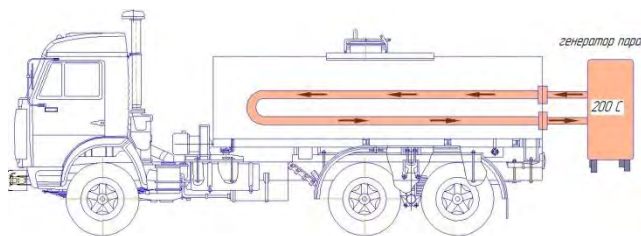


Рис. 1. Подогрев горячим паром

Принцип работы данного устройства основан на подачи пара под давлением в цистерну с жаровыми трубами, вследствие чего при прохождении пара передается тепло битуму по средством жаровых труб, представляющие собой теплообменник. Подача пара может осуществляться как от стационарных котельных (рис. 1) так и от передвижных паровых станций типа ППУА-1600/100 установка промысловая паровая передвижная.

Назначение: установка промысловая паровая передвижная ППУА - 1600/100, предназначена для депарафинизации призабойной зоны скважин, трубопроводов, резервуаров, арматуры и другого нефтепромыслового обо-

рудования насыщенным паром высокого давления, (режим I₁), а также для операций по обогреву, мойке и других работ насыщенным паром низкого давления, в условиях холодного (режим I₂) и умеренного макроклиматических районов по ГОСТ 16350-80.

Климатическое исполнение установки ППУА-1600/100 - У, (при рабочей температуре окружающего воздуха от 45°C до +45°C), категория размещения 1 по ГОСТ 15150-69.

Паровая установка ППУА по функциональному принципу действия является мобильной котельной и может также служить в качестве альтернативного отопления жилых помещений в условиях крайнего севера в случае выхода из строя стационарных котельных станций. [1-7]

При жидкотопливном способе разогрева используются нагреватель-циркуляторы. Нагрев битума происходит в котле с жаровыми трубами, по которым проходят горячие газы. Битум поступает из разгружаемой цистерны в распределительную камеру, расположенную в нижней части котла, и, омывая жаровые трубы, попадает в сборную камеру, расположенную в верхней части котла (рис. 2). Нагретый битум возвращается обратно в цистерну и своим теплом разогревает новый объем битума. Циркуляция битума происходит до тех пор, пока в цистерне не разогреется достаточное количество вязущего материала, после чего насос начинает выдавать горячий битум по назначению.

Топка нагревателя-циркулятора имеет три форсунки для сжигания дизельного топлива, подаваемого топливным насосом под давлением 7 - 8 атм. Воздух к форсункам подается вентилятором. Для привода вентилятора, топливного и битумного насосов используется двигатель мощностью 3 л. с.

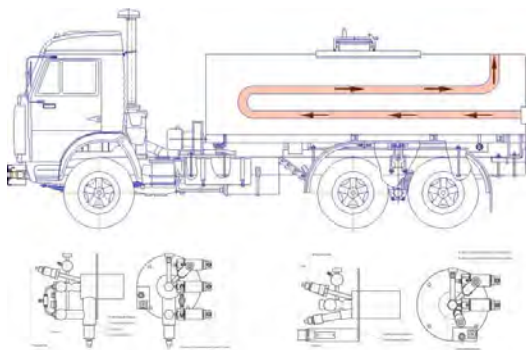


Рис. 2. Жидкотопливный способ

Нагреватели-циркуляторы, в отличие от парогенераторов, могут нагреть битум до рабочей температуры 130-160°C, однако начальная температура поступающего в них битума должна быть не менее 60-80°C. Поэтому целесообразно совместить работу нагревателя-циркулятора с рабо-

той парообразователя, используемого для предварительного нагрева битума до текучего состояния.

В настоящее время часто применяемым способом разогрева является использование электронагревательные устройства. Нагревательное устройство опускается через горловину в цистерну и проплавляет «колодец» для улучшения слива битума [8-17]. Подъем и опускание электронагревателя в горловину цистерны осуществляется при помощи электрической тали, установленной на поворотной консоли устройства разогрева. После того, как температура битума в нижней части цистерны достигла 90°C производят слив жидкого битума в расходный бак через герметично подсоединенное устройство нижнего слива. Слив битума в расходный бак осуществляется насосной установкой с регулируемой подачей. В расходном баке производится нагрев битума до требуемой температуры хранения, при этом для улучшения условий теплообмена в баке осуществляется циркуляция продукта посредством насосной установки. Поддержание температуры хранения в емкостях осуществляется встроенными электрическими нагревателями (рис. 3).

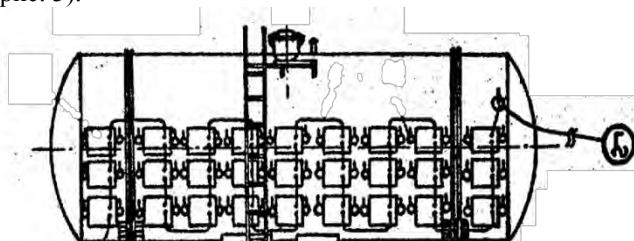


Рис. 3. Электрический способ

Список литературы

1. Lozovaya S.Y., Lozovoyv N.M., Uvarov V.A., Ryadinskaya L.V., Sharapov R.R. Studying changes in design and technological parameters of the grinding and mixing devices with cylindrical working chambers deformable in cross section // International Journal of Pharmacy and Technology. 2016. Т. 8. № 4. С. 24733-24747.
2. Sharapov R., Kapyrin P., Lozovaya S., Yadykina V., Agarkov A. Research dedusting efficiency of the inertial hub with adjustable parameters // MATEC Web of Conferences 5. Сер. "5th International Scientific Conference "Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPICSE 2016" 2016. С. 03007.
3. Sharapov R.R., Ovsyannikov Yu.G., Boychuk I.P., Agarkov A.M., Prokopenko V.S. Research of aerodynamics of recirculation systems with forced aspirated air // International Journal of Applied Engineering Research. 2015. Т. 10. № 21. С. 42707-42713.

4. Telichenko V.I., Sharapov R.R., Lozovaya S.Y., Skel V.I. Analysis of the efficiency of the grinding process in closed circuit ball mills // MATEC Web of Conferences 5. Сер. "5th International Scientific Conference "Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPICSE 2016" 2016. С. 04040.

5. Агарков А.М. Двумерные уравнения динамики потока воздуха в концентраторе // Интерстроймех – 2015 материалы международной научно-технической конференции. Казанский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 7–11.

6. Агарков А.М. Направления совершенствования конструкций циклонных аппаратов // Эпоха науки. 2015. № 4. С. 89.

7. Овсянников Ю.Г., Агарков А.М. Циклонные пылеуловители аспирационных систем / Инновационные материалы, технологии и оборудование для строительства современных транспортных сооружений: сб. докладов Междунар. науч.–практ. конф. // Белгор. гос. технол. ун-т, Белгород: Изд-во БГТУ, 2013. Т. II. С. 161–165.

8. Овсянников Ю.Г., Агарков А.М. Экспериментальные исследования аэродинамических характеристик системы аспирации с принудительной рециркуляцией / Инновационные материалы, технологии и оборудование для строительства современных транспортных сооружений: сб. докладов Междунар. науч.–практ. конф. // Белгор. гос. технол. ун-т, Белгород: Изд-во БГТУ, 2013. Т. II. С. 166–169.

9. Теличенко В.И., Прокопенко В.С., Шарапов Р.Р., Бойчук И.П. Моделирование осаждения цемента в технологической системе замкнутого цикла с рециркуляцией // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 11. С. 5-8.

10. Теличенко В.И., Шарапов Р.Р., Скуль В.И., Харламов Е.В. Анализ эффективности процесса измельчения в шаровых мельницах замкнутого цикла // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 11. С. 13-17.

11. Уваров В.А., Шарапов Р.Р., Харламов Е.В. Обоснование кривой разделения воздушного сепаратора // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 9. С. 13-15.

12. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Агарков А.М., Харламова В.В. Моделирование и расчет магнитной системы сепаратора кипящего слоя // Механизация строительства. 2018. Т. 79. № 1. С. 34–40.

13. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Харламова В.В., Прокопенко В.С. Сепаратор кипящего слоя для разделения минерального сырья // Интерстроймех - 2015 материалы международной научно-технической конференции. Казанский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 214-220.

14. Шарапов Р.Р., Прокопенко В.С., Агарков А.М., Бойчук И.П. Кинетика процесса разделения продукта в замкнутой системе с рециркуляцией // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 8. С. 47–51.

15. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Агарков А.М. Влияния объема аспирируемого воздуха инерционного концентратора на эффективность пылеулавливания // Механизация строительства. 2017. Т. 78. № 11. С. 26–29.
16. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Агарков А.М. К вопросу об разрушении материалов // Механизация строительства. 2017. Т. 78. № 11. С. 5–8.
17. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Капырин П.Д. К определению положения мелющей загрузки в шаровой мельнице // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 8. С. 52-55.

Д.С. Межуев

Обзор конструкций машин для борьбы с гололедом

Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия

В настоящее время известно несколько конструкций тепловых машин, имеющих общую принципиальную схему работы и отличающихся главным образом конструктивным оформлением. Все они в качестве рабочего органа имеют турбореактивный или турбовинтовой двигатель, установленный на погрузчике, автомобильном шасси или специальной тележке. Для соответствующего формирования и направления горячих газов двигателя снабжают специальным насадком. Машина работает следующим образом. Горячие газы, обладающие большой скоростью, направляют на тонкий слой льда и расплавляют его. Слои льда большей высоты расплавляются частично и под действием скоростного напора отрываются от поверхности дорожного покрытия и отбрасываются в сторону. Несмотря на то, что эти машины довольно широко распространены, они обладают серьезными недостатками, среди которых основными являются: низкий коэффициент полезного использования топлива, вредное воздействие горячей струи газов на дорожное покрытие и сравнительно небольшая производительность [1-4].

Газоструйные тепловые машины (рис. 1) относятся к средствам механизации производственных процессов в авиации и предназначены для плавления снега, гололеда за счет воздействия тепловой (100 - 400 С°) газовой струи авиационного двигателя. Их производительность от 1 до 16 га/ч. Рабочий орган тепловой машины – модуль газогенератора, навешенный под рамой прицепа одноосного тягача («Амкодор 9561»), прицепа (Севдормаш ТМГ-3А-01) или на раме автомобиля (АИСТ-5М).

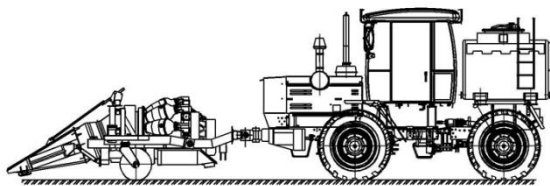


Рис. 1 Машина тепловая "АИСТ-5ТМП"

Очистку от снега покрытий ВПП и РД производят, как правило, вдоль продольной оси покрытий от оси к обочинам по схеме от центра к краю или от края к центру, а очистка РП на перроне и МС – от края к центру. При наличии бокового ветра схема очистки меняется со смещением в подветренную сторону. При сильном боковом ветре очистку покрытий от снега следует проводить в одну сторону, по направлению ветра. Для большей эффективности необходимо учитывать существующий уклон полосы.

Газоструйные ветровые машин (рис. 2). Как и газоструйные тепловые машины, ветровые установки относятся к средствам механизации производственных процессов в авиации, но их сфера применения более широкая: они предназначены для очистки твердых покрытий аэродромов от влаги, тем самым предотвращая образование гололеда, снега, посторонних предметов за счет кинетического воздействия газовой струи авиационного двигателя – генератора воздушного потока. В этом их главное различие. Ветровая машина по принципу действия похожа на пылесос с той лишь разницей, что поток воздуха направлен в сторону от двигателя.

Ветровые машины, в просторечии именуемые турбинками, эксплуатируют везде – от Елизово до Калининграда, от Мурманска до Сочи. Максимальное их воздействие в зимний период заключается в подсушке. В основном же ветровые машины используют для быстрой и эффективной очистки поверхности ВПП от посторонних предметов.

Модуль продувочного реактивного двигателя навешивают под рамой прицепа одноосного тягача (СКБМ-ОС-1), полуприцепа («Амкодор 9463») или на раме автомобиля (АИСТ-5ВМ, АИСТ-5ВМУ, СКБМ ОС-12). На раме вместо кузова установлен надрамник, на котором смонтированы моторама авиадвигателя, топливная емкость и бронеперегородки. Моторама предназначена для крепления авиадвигателя и верхнего колена газоотводящего канала. Нижнее колено газоотводящего канала крепится к раме шасси. В кабине автомобиля установлены пульт управления и контроля, а также рычаг закрытия пожарного крана. Пульт управления с помощью электрокабелей соединен с пусковой панелью, аэродромным источником питания, аккумуляторами, датчиком двигателя, электромеханизмами управления клапаном перепуска и положением поворотного сопла. Рычаг

закрытия пожарного крана с помощью гидросистемы соединен с краном, установленным в топливной системе низкого давления [5-17].

Ветровые машины впечатляют прежде всего своей чудовищной производительностью – за час работы АИСТ-5ВМ, например, очищает 90 га, сжигая 1700 кг топлива.



Рис. 2 Ветровая машина “АИСТ-5ВМУ”

Однако ветровые машины не рекомендуется применять для очистки покрытий от снега в интервале температур от 0 до -7°C . При работе тепловых и ветровых машин на ВПП и РД следует принимать меры, исключая повреждение светосигнального оборудования, снижение частоты вращения авиадвигателей, направление струи двигателя в сторону от огней и др., а работа на перроне и МС ветровых и тепловых машин должна производиться в сторону от зданий, сооружений и ВС.

Эти ограничения в 1950-е годы при недоверии к химреагентам дали жизнь совершенно экзотическому виду уборки – пламеструйному сжиганию снега.

Список литературы

1. Lozovaya S.Y., Lozovoyv N.M., Uvarov V.A., Ryadinskaya L.V., Sharapov R.R. Studying changes in design and technological parameters of the grinding and mixing devices with cylindrical working chambers deformable in cross section // International Journal of Pharmacy and Technology. 2016. T. 8. № 4. С. 24733-24747.
2. Sharapov R., Kapyrin P., Lozovaya S., Yadykina V., Agarkov A. Research dedusting efficiency of the inertial hub with adjustable parameters // MATEC Web of Conferences 5. Сер. "5th International Scientific Conference "Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPICSE 2016" 2016. С. 03007.
3. Sharapov R.R., Ovsyannikov Yu.G., Boychuk I.P., Agarkov A.M., Prokopenko V.S. Research of aerodynamics of recirculation systems with forced aspirated air // International Journal of Applied Engineering Research. 2015. T. 10. № 21. С. 42707–42713.
4. Telichenko V.I., Sharapov R.R., Lozovaya S.Y., Skel V.I. Analysis of the efficiency of the grinding process in closed circuit ball mills // MATEC Web of Conferences 5. Сер. "5th International Scientific Conference "Integration,

Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPICSE 2016" 2016. С. 04040.

5. Агарков А.М. Двумерные уравнения динамики потока воздуха в концентраторе // *Интерстроймех – 2015 материалы международной научно-технической конференции*. Казанский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 7–11.

6. Агарков А.М. Направления совершенствования конструкций циклонных аппаратов // *Эпоха науки*. 2015. № 4. С. 89.

7. Овсянников Ю.Г., Агарков А.М. Циклонные пылеуловители аспирационных систем / *Инновационные материалы, технологии и оборудование для строительства современных транспортных сооружений: сб. докладов Междунар. науч.–практ. конф.* // Белгор. гос. технол. ун-т, Белгород: Изд-во БГТУ, 2013. Т. II. С. 161–165.

8. Овсянников Ю.Г., Агарков А.М. Экспериментальные исследования аэродинамических характеристик системы аспирации с принудительной рециркуляцией / *Инновационные материалы, технологии и оборудование для строительства современных транспортных сооружений: сб. докладов Междунар. науч.–практ. конф.* // Белгор. гос. технол. ун-т, Белгород: Изд-во БГТУ, 2013. Т. II. С. 166–169.

9. Теличенко В.И., Прокопенко В.С., Шарапов Р.Р., Бойчук И.П. Моделирование осаждения цемента в технологической системе замкнутого цикла с рециркуляцией // *Механизация строительства*. 2016. Т. 77. № 11. С. 5-8.

10. Теличенко В.И., Шарапов Р.Р., Скель В.И., Харламов Е.В. Анализ эффективности процесса измельчения в шаровых мельницах замкнутого цикла // *Механизация строительства*. 2016. Т. 77. № 11. С. 13-17.

11. Уваров В.А., Шарапов Р.Р., Харламов Е.В. Обоснование кривой разделения воздушного сепаратора // *Механизация строительства*. 2016. Т. 77. № 9. С. 13-15.

12. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Агарков А.М., Харламова В.В. Моделирование и расчет магнитной системы сепаратора кипящего слоя // *Механизация строительства*. 2018. Т. 79. № 1. С. 34–40.

13. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Харламова В.В., Прокопенко В.С. Сепаратор кипящего слоя для разделения минерального сырья // *Интерстроймех - 2015 материалы международной научно-технической конференции*. Казанский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 214-220.

14. Шарапов Р.Р., Прокопенко В.С., Агарков А.М., Бойчук И.П. Кинетика процесса разделения продукта в замкнутой системе с рециркуляцией // *Механизация строительства*. 2016. Т. 77. № 8. С. 47–51.

15. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Агарков А.М. Влияния объема аспирируемого воздуха инерционного концентратора на эффективность пылеулавливания // *Механизация строительства*. 2017. Т. 78. № 11. С. 26–29.

16. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Агарков А.М. К вопросу об разрушении материалов // Механизация строительства. 2017. Т. 78. № 11. С. 5–8.

17. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Капырин П.Д. К определению положения мелющей загрузки в шаровой мельнице // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 8. С. 52-55.

Ш.М. Мерданов, В.В. Конев, Д.М. Бородин

Управление процессом тепловой подготовки гидропривода строительно-дорожных машин

Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, Россия

В настоящее время Россией взят курс, на освоение Арктических территорий. Планируется широкое строительство объектов нефтегазового комплекса, а так же инфраструктуры в этих районах. По классификации климатологов, погодные условия данных регионов относятся к суровым. Современное строительство невозможно без использования строительной техники соответствующего уровня. Парки подрядных организации и предприятий выигравших тендеры на работы на таких объектах, насыщены строительными и дорожными машинами (СДМ), предназначенными для усреднённых условий эксплуатации, такая техника в большей части не рассчитана на эксплуатацию в холодных климатических условиях. Большой частью, для результативного и экономически оправданного использования этих машин для выполнения задач в условиях сурового климата, необходимо принимать специальные меры, касающиеся тепловой подготовки данной техники [1].

Исследования в этом направлении в отечественной и мировой практике начались на рубеже 60-х годов прошлого века. Основные результаты этих работ достигнуты в вопросах тепловой подготовки дизельных ДВС СДМ и специальной техники.

Во время освоения, первых месторождения нефти и газа в Западной Сибири многие машины, например экскаваторы и бульдозеры были с канатным приводом рабочего оборудования, а в настоящее время предприятия применяют преимущественно гидрофицированные машины. Использование такой техники в этих районах сопряжено с рядом трудностей, Как уже отмечалось если вопросы адаптации силовых установок к холодным и арктическим условиям в значительной мере решены, то с гидросистемами машин в этих условиях возникает ряд сложностей [2]. В последнее время ведущие фирмы производящие СДМ внесли в их гидросистемы ряд усовершенствований, повышающих надёжность, эргономичность, экономичность, экологичность техники.

Совершенствование гидропривода СДМ на сегодняшний день осуществляется комплексно. Идёт внедрение как инновационных конструкций гидропривода в целом, так и его дискретных элементов. Общие направления этого процесса можно условно свести к следующему [7]:

1.Повышение энергоэффективности гидропривода за счёт снижения гидравлических потерь в элементах гидропривода.

2.Практически повсеместное введение систем пропорционального гидропривода.

3. Переход к использованию в качестве элементов гидропривода исполнительных механизмов элементов с ШИМ-управлением. В целом данные моменты проявляются уже на стадии проектирования гидропривода и особенно при производстве его элементов. Так технологии применяемые, например, при производстве трубок для гидрولين, предусматривают отказ от сварочных операций, прочистку и особую обработку внутренних поверхностей трубок с целью повышения класса чистоты поверхностей, для снижения их сопротивления потоку жидкости. При этом снижаются общие энергозатраты всей системы.

Несмотря на все усовершенствования гидросистем они остались подверженными негативным воздействиям низких температур. К основным проблемам, которым подвержены узлы и агрегаты гидросистем СДМ следует отнести [6]:

- изменение посадок сопрягаемых деталей элементов гидропривода;
- повышение вязкости рабочей жидкости и как следствие рост рабочего давления в момент пуска гидросистемы;
- уменьшение эластичности уплотняющих элементов гидросистем и как следствие их повышенный износ в момент «холодного пуска»;
- проявление так называемой «хладноломкости металла», что в сочетании с повышенным давлением при «холодном пуске» часто приводит к поломкам деталей гидропривода.

Всё это приводит к снижению надёжности гидросистем, СДМ применяемых в холодных и арктических климатических условиях и негативно сказывается на сроках выполнения работ, а так же ведёт к повышению затрат на единицу выполненной работы.

Определённые экономические затраты подрядчики несут даже если используют традиционные методы разогрева гидросистем, рекомендованные производителем.

В связи с этим одним из важнейших направлений адаптации гидрофицированных СДМ к суровым условиям является тепловая подготовка их гидросистем. На сегодняшний день учёными и рационализаторами предложен ряд способов тепловой подготовки гидропривода. Так как подробное их рассмотрение выходит за рамки данной статьи, с целью более полного понимания вопроса просто перечислим их:

1. Медленные движения техники и её рабочих органов перед началом рабочей смены с целью разогрева рабочей жидкости;
2. Дроссельный разогрев рабочей жидкости;
3. Прогрев локальных элементов гидропривода с помощью:
 - охлаждающей жидкости контура ДВС;
 - утилизационного тепла выхлопных газов ДВС;
 - использование электроподогрева;
4. Сохранение эмитированного машиной в течение рабочей смены тепла с целью повышения температуры локальных элементов гидропривода при новом пуске гидросистемы;
5. Повышение температуры рабочей гидравлической жидкости с целью снижения начального пускового давления в системе.

При исследованиях данных способов помимо положительного влияния (снижение числа отказов при холодных пусках, уменьшение пускового давления гидросистемы, и т. д.), выявлено ряд сложностей следующего характера. При пользовании машинами оснащёнными подобными системами, возрастает число дополнительных операций, которые должен выполнить оператор перед пуском или в момент самого пуска (открытие- закрытие кранов, заслонок, включение - выключение электрических потребителей, одновременный контроль за показаниями нескольких приборов), что вызывает повышенную нагрузку на оператора такой машины [3, 5]. В свою очередь это повышает вероятность ошибок или неправильных действий со стороны оператора. По этой причине предлагается автоматизировать процесс управления процессом тепловой подготовки гидропривода. Автоматизация системы тепловой подготовки гидропривода СДМ может быть осуществлена соответственно следующей схемы (рис. 1).

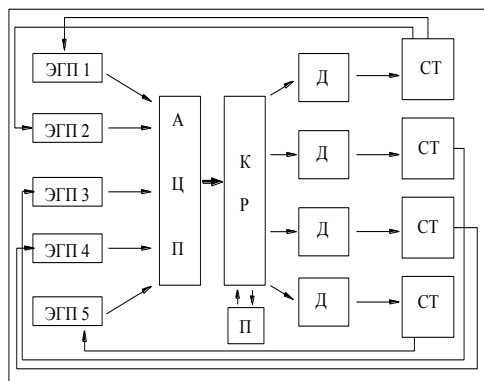


Рис. 1 Схема автоматизации системы тепловой подготовки гидропривода строительной или дорожной машины. ЭГП1-ЭГП5-локальные элементы гидропривода, АЦП - аналогово-цифровой преобразователь, КР -контроллер, П- оперативное запоминающее устройство, Д-драйверы, СТ- элементы системы тепловой подготовки гидропривода

Датчики температуры собирают информацию о температурах локальных элементах гидропривода, в аналоговой форме информация поступает в модуль аналогово-цифрового преобразователя, где преобразуется в цифровую форму [4]. После этого по цифровой шине оцифрованная информация поступает в контроллер, построенный на базе микро ЭВМ, где полученная информация анализируется обрабатывается и на основе этого вырабатываются управляющие сигналы. Сформированные управляющие сигналы, на выходе контроллера не способны напрямую управлять исполнительными элементами системы тепловой подготовки гидропривода, поэтому они сначала поступают на драйверы, где усиливаются и оптимизируются по форме и знаку. После этого такие сигналы могут управлять элементами и системами тепловой подготовки элементов гидропривода. Функциональная схема автоматической СУ прогрева рабочей жидкости выхлопными газами дизельного ДВС представлена на рис. 2.

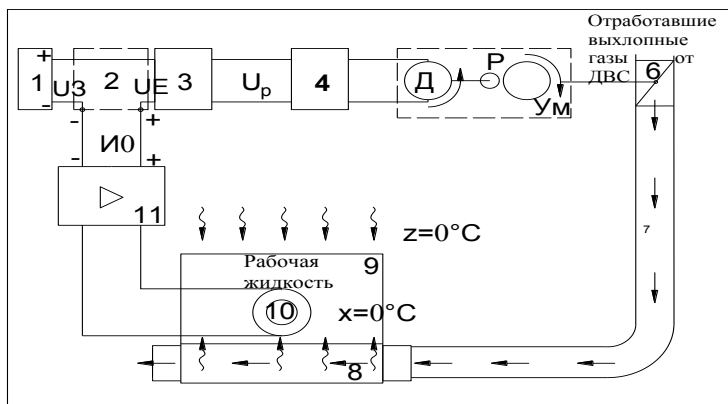


Рис. 2. Функциональная схема автоматической СУ прогрева рабочей жидкости выхлопными газами дизельного ДВС: 1- контроллер, 2- компаратор, 3-регулирующее устройство, 4-драйвер,5- исполнительный механизм, 6-заслонка, 7-путь выхлопных газов ДВС, 8- теплообменник, 9- бак с рабочей жидкостью, 10- термодатчик, 11-сигнальный усилитель

Регулировка процесса теплообмена между отработавшими газами и рабочей жидкостью осуществляется заслонкой, направляющей отработавшие газы в теплообменник. Заслонка в свою очередь связана с исполнительным механизмом, состоящим из электродвигателя, редуктора, число оборотов двигателя определяется напряжением u_p присутствующего на выходе драйверного каскада ДК и передаваемого этим каскадом на вход усилителя мощности УМ. Напряжение u_p на выходе драйверного каскада в свою очередь пропорционально разности заданного контроллером напря-

жения из и напряжения u_{θ} , пропорционального температуре рабочей жидкости в малом гидробаке над теплообменником, которая измеряется датчиком температуры, находящимся непосредственно в толще рабочей жидкости. Температурный сигнал от термодатчика усиливается усилителем сигнала УС.

Когда температура рабочей жидкости изменится относительно значения, заданного контроллером компаратор формирует сигнал рассогласования u_c соответствующей величины и знака, в конечном итоге этот сигнал приводит к вращению электродвигателя Д, редуктора и заслонки на соответствующую величину и соответствующем направлении. Происходит приоткрытие или закрытие заслонки, что в свою очередь увеличивает или уменьшает поступление отработавших газов в теплообменник. Управляя процессом тепловой подготовки элемента гидропривода.

Таким образом предлагается автоматизировать процесс тепловой подготовки гидропривода строительно-дорожных машин с целью исключения сбоев и ошибок по вине оператора. Оптимизировать процессы тепловой подготовки в соответствии с влиянием внешних факторов, с целью продления ресурса локальных элементов гидропривода, снижения затрат на тепловую подготовку, уменьшения времени прогрева гидросистемы, снижения выбросов вредных веществ в окружающую среду за счёт оптимизации процессов тепловой подготовки, снижения психофизиологических нагрузок на оператора.

Список литературы

1. Захаров Н.С., Абакумов Г.В., Вознесенский А.В. Влияние сезонной вариации факторов на интенсивность расходования ресурсов при эксплуатации транспортно-технологических машин, Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 2006. № 1. с. 75-79.
2. Клиндух Н.Ю. Совершенствование систем гидропривода строительных кранов для эксплуатации при низких температурах: диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.04.- Клиндух, 2007.- 130 с.
3. Конев В.В., Райшев Д.В., Закирзаков Г.Г. Моделирование системы утилизации тепла ДВС специальной и автотранспортной техники //Инженерный вестник Дона, 2015, № 1 URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2015/2830.
4. Конев В.В., Бородин Д.М., Половников Е.В. Датчики для исследования теплового состояния машин, эксплуатируемых в условиях Крайнего Севера и Арктики //Инженерный вестник Дона, 2015, № 1 URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2015/2791.
5. Конев В.В., Закирзаков Г.Г., Райшев Д.В., Мерданов М.Ш., Сауданов Р.И. Математическое моделирование теплового состояния строи-

тельно-дорожных машин Современные проблемы науки и образования. 2014. № 6. С. 320.

6. 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.

7. Карнаухов Н.Н., Конев В.В., Разуваев А.А. Система предпусковой тепловой подготовки ДВС и гидропривода СДМ, Патент на изобретение RU2258153 16.02.2004.

8. Konev V., Merdanov S., Borodin D. Thermal preparation of the trail-builder fluid drive WIT Transactions on Ecology and the Environment. 2014. T. 190 volume 1. pp. 697-706.

В.А. Михайловская, А.Г. Савельев

Математическая модель автогрейдера

Московский Государственный Технический Университет
им. Н. Э. Баумана, г. Москва, Россия

Проводить расчет объектов в статике недостаточно, потому что это характеризуется малой точностью получаемых результатов и отражаемых условий, так как не учитывается изменение коэффициента сцепления колес с грунтом, колебание шины, резонирование элементов конструкции, взаимное влияние элементов конструкции друг на друга, перераспределение нагрузок при внецентренном нагружении и. т. д. Учитывая это, было принято решение создать инструмент, который позволил бы получать нагрузки, испытываемые автогрейдером на протяжении всей работы, максимально приближенные к реальным условиям.

Объекты моделирования: профиль опорной поверхности, рабочая среда – грунт, конструкция машины, двигатель, трансмиссия, колеса, «водитель», режимы работы машины – транспортный, технологический и ударный.

Моделирование профиля грунта

Блоком, предусмотренным программой MatLab, каждый раз при запуске генерируется процесс, называемый «белый шум». Далее из блоков собирается система дифференциальных уравнений первого порядка (1).

$$\begin{cases} \frac{df}{dt} = K * b * x_{[0;1]} - b^2 * q_1 \\ \frac{dq_1}{dt} = K * x_{[0;1]} - 2 * q_v * q_1 + f \end{cases} \quad (1)$$

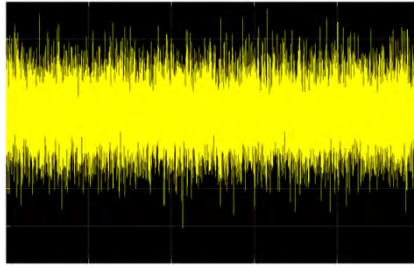


Рис. 1. Белый шум

Решение дифференциальных уравнений (1) позволяет получить значение ординат искомого профиля опорной поверхности. Таким образом, система (1) представляет собой формирующий фильтр, который из входящего сигнала – белого шума, поступающего на фильтр, вырезает профиль в соответствии с заданными коэффициентами исходных данных.

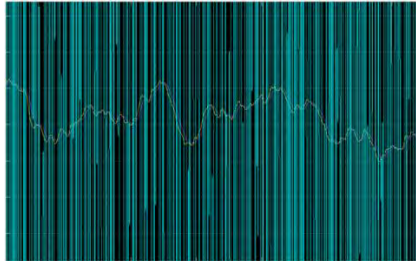


Рис. 2. Профиль, получающийся на выходе из фильтра

Моделирование двигателя и трансмиссии

Программой предусмотрен блок, который позволяет записывать в него зависимость ординат от абсцисс в соответствии с графиком. Таким образом, в модели учтена внешняя характеристика двигателя, которая участвует в формировании в каждую следующую единицу времени необходимого момента двигателя для поддержания заданной скорости.

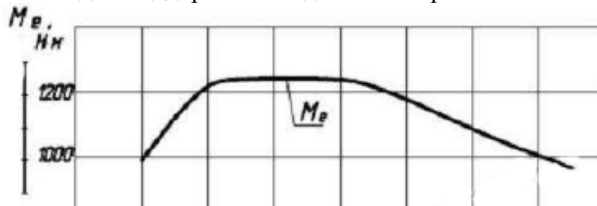


Рис. 3. Внешняя характеристика двигателя, использующегося в модели

Помимо двигателя в модели учтена гидромеханическая трансмиссия автогрейдера.

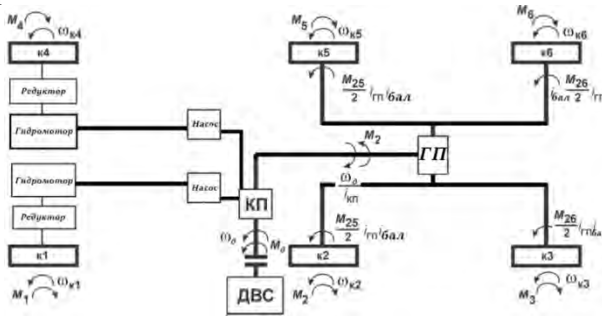


Рис. 4. Схема трансмиссии автогрейдера

Учтены характеристика насоса (зависимость момента от оборотов), передаточные числа колесных редукторов, коробки передач, главной передачи и балансиров.

Модель водителя

Водитель в модели выполняет две функции: обеспечивает поворот машины на заданный угол и поддерживает заданную скорость.

Модель колеса

В математической модели скорость формируется в зависимости от взаимодействия колес с опорным основанием, а не задается принудительно. Из-за непостоянного профиля опорного основания, сопротивление, возникающее при взаимодействии колес с опорной поверхностью, всегда будет разным, что влияет на рассогласование текущей скорости и заданной.

$\alpha_{\text{эКВ}} = \frac{\sum_{i=1}^{n_T} \alpha_i dr_i}{\sum_{i=1}^{n_T} dr_i}$ – угол, на котором расположена результирующая реакция взаимодействия колеса с опорным основанием.

Программа разбивает деформируемую часть колеса на сектора с углом α_i . На каждой стороне сектора определяется перекрытие dr_i колеса с опорным основанием и по формуле рассчитывается эквивалентный угол. Далее тангенциальную и радиальную составляющую проецируем на оси координат и получаем реакции на колесах.

Вывод: модель создавалась максимально приближенной к реальным условиям, чтобы, впоследствии, возможно было получение реального напряженно-деформированного состояния в соответствии с рабочими нагрузками.

Выносные опоры автокранов

Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия

Выносной опорой называется устройство, с помощью которого увеличивают опорный контур крана в рабочем состоянии. Выносные опоры повышают устойчивость автомобильного крана, разгружают рессоры и шины от воздействия грузового момента во время работы. Обычно кран имеет четыре выносных опоры, установленные на неповоротной раме крана. Конструкция и размещение их могут быть различными. Различают:

- откидные;
- выдвижные;
- поворотные выносные опоры.

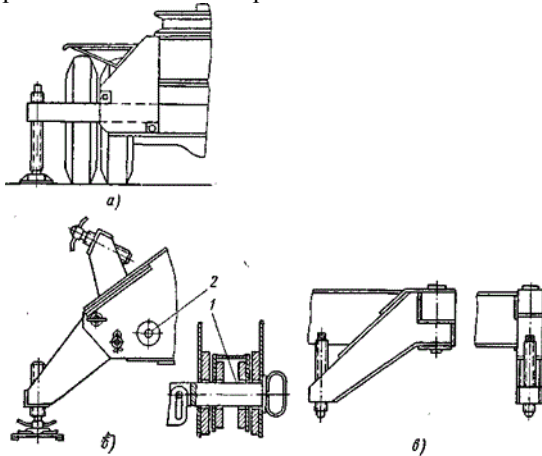


Рис. 1. Схемы выносных опор:

а – выдвижного типа; б – откидного типа; в – поворотного типа

Выдвижные опоры

Выдвижные опоры состоят из трех балок: неподвижной, средней и нижней. Чтобы соорудить такую конструкцию нужно неподвижную балку жестко сцепить с рамой автокрана. Для крепления корпуса гидроцилиндра там есть кронштейн. С его же помощью средняя балка соединяется со штоком гидроцилиндра. И последняя часть соединяется с предыдущей фиксаторами. Чтобы начать работы, нужно вынуть фиксатор, опустить нижнюю балку до заданного уровня, затем закрепить ее и гидроцилиндром осуществлять последующее опускание опоры. Иногда при работе стрелой обо-

рудованию необходимо задать определенный коэффициент устойчивости. Поэтому данная установка должна находиться на большом расстоянии от оси основного автомобиля.

Выдвижение и втягивание опоры осуществляются гидроцилиндром, шток которого закреплен на выдвижной опоре, а корпус — на поперечной балке опорной рамы. В транспортном положении выдвижные опоры стопорят фиксаторами, исключая их самопроизвольное выдвижение.

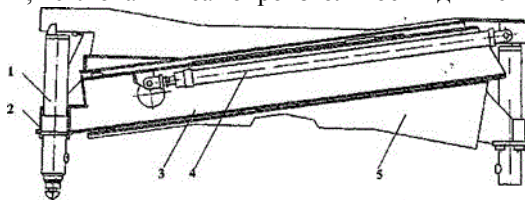


Рис. 2. Выдвижная опора:

1,4 – гидроцилиндры; 2 – обойма; 3 – опора выносная;
5 – поперечная балка опорной рамы.

Откидные опоры

Откидная опора представляет собой балку коробчатого сечения, которая соединяется с ходовой рамой крана осью и может вращаться вокруг нее в вертикальной плоскости на определенный угол. Она присоединяется к кронштейну рамы автокрана. В своем строении имеет откидную балку, собственные опоры и гидроцилиндр, со скользящим штоком. Когда его втягивают, опора приводится в рабочее положение. При этом головка штока, двигаясь по пазу, достигает крайнего левого положения. В некоторых случаях допускается подъем всей системы сразу, без предварительного движения штока.

Нижнее крайнее положение откидной опоры является рабочим. При транспортировании крана откидная опора запрокидывается в крайнее верхнее положение. Палец фиксирует опору в рабочем и транспортном положениях. Фиксатор предохраняет от произвольного выхода палец из цапф в рабочем и транспортном положениях.

Вывешивание крана осуществляют с помощью винтовой пары: гайки и винта. Винт с одной стороны имеет четырехгранник под ключ, с другой — шаровую поверхность, на которой крепится башмак. Башмак служит для снижения удельного давления на грунт и позволяет работать без инвентарных подкладок на твердых грунтах.

Резиновые амортизаторы предназначены для смягчения ударов откидной опоры о ходовую раму. Для установки опоры в рабочее положение ручку фиксатора оттягивают на себя, выводят из скобы и отжимают в сторону. Вынув палец, устанавливают опору в рабочее положение с помощью ручки и вставляют палец, а затем фиксируют его фиксатором. При этом ось фиксатора должна войти в отверстие в пальце.

При переводе опоры в транспортное положение винт вывертывают вверх до отказа, так чтобы башмак плотно прилегал к опорному листу. Балку устанавливают в положение и фиксируют пальцем заходящим за упор.

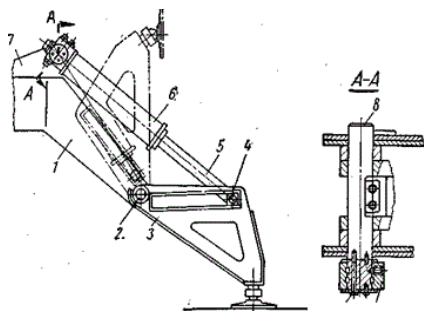


Рис. 3. Откидная опора:

- 1 – коробка; 2 и 8 – оси; 3 – откидная часть опоры; 4 – подвижная ось;
5 – шток; 6 – гидроцилиндр; 7 – кронштейн;
9 – неподвижная часть коллектора; 10 – болт

Поворотные опоры

Поворотные опоры делятся на поворотно-откидные и выдвижные. Первый вид состоит из гидроцилиндра, откидной балки с тарелкой. Осуществление поворота и фиксации конструкции производится в ручном режиме. Второй механизм включает в себя откидную балку (с жестко закрепленным гидроцилиндром, штоком и тарелкой), две укосины, двухлучный рычаг и канат с балками. Посредством каната соединяется рычаг и рама автокрана. Чтобы опора была готова к эксплуатации нужно провести следующие операции. Тарелка должна, не доходя до крайнего верхнего положения, упереться в вильчатый конец рычага. Благодаря этому последующие движения будут поворачивать его относительно оси. Далее рычаг воздействует на канат, и он поворачивает укосину. Это способствует замыканию замка из шарниров и упоров и тем самым опора готова к работе.

Поворотная опора состоит из балки, шкворня, гидроцилиндра и башмака. Балку крепят на ходовой раме шкворнем.

Машинист переводит опору в рабочее или транспортное положение, отводя балку за ручку в положение I или II. Осью вращения балки является шкворень. Опора в положениях I или II фиксируется фиксатором, палец которого прижимается пружиной к скосам стопора.

При подаче рабочей жидкости в гидроцилиндры их штоки выдвигаются и, опираясь шаровой головкой на башмак, под который подкладывают инвентарную подкладку, приподнимают кран. Шкворень смазывается через масленки 10 (сечения Б–Б).

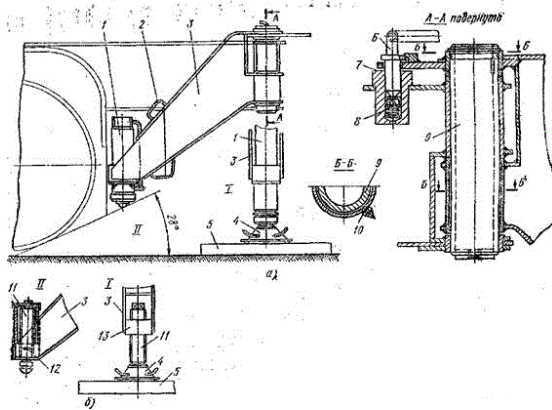


Рис. 4. Поворотные опоры:

- I – рабочее положение, II – транспортное положение; 1 – гидроцилиндр;
 2 – ручка; 3 – балка; 4 – башмак; 5 – инвентарная подкладка; 6 – палец;
 7 – фиксатор; 8 – пружина; 9 – шкворень; 11 – винт; 12 – болт; 13 – гайка;
 10 – масленка

Список литературы

1. Romanovich L., Sevostyanov V., Romanovich M., Sevostyanov M., and A.Y. Arkatov, 2014. Innovation activity and technology transfer of higher education // Journal of Applied Engineering Science. Vol. 12 (4): 273-276.
2. Uvarov V.A., Klyuev S.V., Orekhova T.N., Klyuev A.V., Sheremet E.O., Durachenko A.V. The counterflow mixer for receiving the disperse reinforced composites // Research Journal of Applied Sciences. 2014. Т. 9. №12. С. 1211-1215
3. Герасимов М.Д. Сложение колебаний в вибровозбудителях. // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2016. №3. С. 116- 121.
4. Герасимов М.Д., Герасимов Д.М., Степанищев В.А. Методика проведения исследований вибрационного устройства с асимметричной вынуждающей силой // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2016. №9. С.125-130.
5. Носов О.А., Васечкин М.А., Стоянова Н.В. Выбор режимов функционирования технических систем // Автоматизация и современные технологии. – М.:2012 - №4.- С.6-11
6. Носов О.А., Носова Е.В., Хабарова Н.В. Адаптивный привод прецизионной машины // Автоматизация и современные технологии.-М.:Изд-во «Машиностроение», 2007.-№3.-С.11-14
7. Орехова Т.Н., Уваров В.А. Определение скорости частиц материала пневмосмесителя сухих строительных смесей // Фундаментальные исследования. 2013. № 4-3. С. 592-596.

Автоматизированный структурно-параметрический синтез рабочего оборудования строительных машин

Сибирский федеральный университет, г. Красноярск, Россия

Синтез структуры рабочего оборудования (РО) строительных машин (СМ) является одним из важнейших этапов формирования концепции машины и процедурой, во многом определяющей эффективность и потребительские свойства СМ.

Алгоритмы структурно-параметрического синтеза разработаны лишь для узкого класса устройств. Нами рассматриваются только алгоритмы, реализуемые с помощью оптимизационных методов, так как в них решается задача целенаправленного изменения структуры и параметров в соответствии с формализованным представлением целевой функции.

Рассмотрены типовые проектные операции и процедуры по обоснованию параметров РО СМ, где каждая проектная операция характеризуется:

перечнем параметров (проектных и нормативных);

математической моделью (содержащей связи между параметрами и обеспечивающей их непротиворечивость);

правилами выбора значений проектных параметров.

Задача проектирования состоит в том, чтобы сузить до конкретных значений исходное множество возможных изменений проектных параметров, удовлетворяющих основному требованию – обоснованности. Если проект СМ допускает исчерпывающую оценку его качества по единственному критерию, то обоснованность проекта сводится к его оптимальности. Требование обоснованности преемственно по отношению к требованию оптимальности проекта, но шире и реалистичнее его.

Одной из причин тормозящих развитие и реализацию таких алгоритмов проектирования является отсутствие адекватных компьютерных моделей, так, при автоматизированном структурно-параметрическом синтезе:

структура модели заранее неизвестна и модель формируется автоматически;

поиск осуществляется в пространстве структур и параметров;

размерность вектора параметров заранее неизвестна.

Для некоторых схем гидромеханизмов РО ориентированные графы представлены на рис. 1. Буквами А, В и С обозначены уровни иерархии (ярусы) графа. Для многозвенного рабочего оборудования количество ярусов может быть значительно больше, чем показано на рисунке.

Автоматизированный структурный синтез заключается в преобразовании описаний проектируемого рабочего оборудования: исходное описание содержит информацию о требованиях к проекту, а результирующее описа-

ние должно содержать сведения о структуре и параметрах.

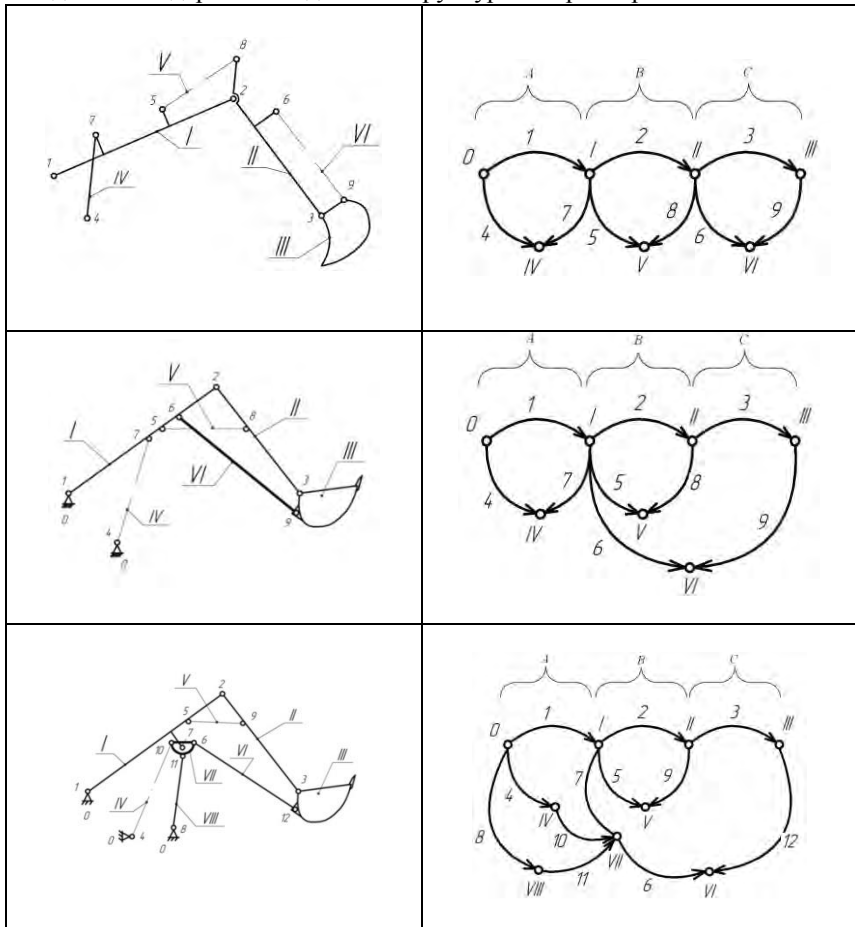


Рис. 1. Примеры графов в отражении структуры гидромеханизмов

На первых стадиях проектирования наиболее важными характеристиками являются перемещения и скорости элементов оборудования. Ускорения, определяющие инерционные нагрузки в элементах, рассчитываются на последующих этапах, когда известны не только структура, но и массы элементов системы.

Типовыми структурными образованиями на каждом уровне иерархии являются четырехзвенные и шестизвенные механизмы, а шестизвенный механизм рассмотрен как вариант развития четырехзвенника. В основе математических моделей лежат известные уравнения статического равновесия, векторные уравнения замкнутости и матрично-геометрические методы

механики. Так, вектору обобщенных координат $q = \{q_1, q_2, q_3, q_4, q_5\}^T$ шестизвенного механизма сопоставлен вектор скоростей \dot{q} и обобщенный геометрический функционал F , в совокупности определяющие матрицу Якоби M_J и кинематические соотношения для перемещений и скоростей элементов оборудования:

$$M_J \dot{q} + M_V = 0; F = \{F_1, F_2, F_3, F_4, F_5\}^T = 0; M_V = \left\{ \frac{dF_1}{dt}, \frac{dF_2}{dt}, \frac{dF_3}{dt}, \frac{dF_4}{dt}, \frac{dF_5}{dt} \right\}^T.$$

Поскольку при решении задач конструкторского проектирования превалирует геометрическая сторона, определяющая многие свойства рабочего оборудования, основной акцент в исследовании задачи сведен к количеству и взаимному расположению шарниров, связывающих элементов оборудования, что формально соответствует известной задаче размещения Штейнера. Многовариантный анализ новых структур гидромеханизмов предполагает использование множества дополнительных вершин соответствующего графа, а критерий оптимизации связан с суммарной длиной дуг. Обеспечена автоматическая сборка системы уравнений для применения на первых стадиях проектирования РО.

В зависимости от решаемой задачи критерию придается различный смысл: например, постоянная часть затрат на рассматриваемом уровне иерархии; затраты на обход «запретных» зон (увеличение стоимости при усложнении конструкции близко расположенных или совмещенных шарниров и т.п.).

Общие затраты, связаны с размещением новых шарниров РО Q_1, \dots, Q_n , определяются формулой

$$y = \sum_{1 \leq k \leq K \leq n} P_K^{(k)} + \sum_{k=1}^K \sum_{q=1}^Q P_q^{(k)} R_q^{(k)}, \quad (1)$$

где Q – число элементов, размещенных на базовой (стартовой) модели РО, $q \in Q = \{1, \dots, Q\}$; K – число новых элементов, вводимых в структуру, $k \in K = \{1, \dots, K\}$; $P_q^{(k)}$ – удельные затраты, связанные с размещением k -го нового элемента; $P_K^{(k)}$ – удельные затраты, связанные с размещением k -го нового элемента (относительно K -го элемента).

В отличие от классической задачи размещения введение нового элемента (новой вершины графа) может дать положительный эффект за счет улучшения определенных свойств системы (эмерджентный эффект). Такие эффекты необходимо исследовать дополнительно.

Геометрически каждое из слагаемых (1) представляет собой уравнение прямого кругового конуса. Следовательно, уравнение представляет собой сумму конусов, вершины которых являются точками разрыва производных от (1). Поэтому попытки исследовать функцию градиентными методами приводили к локальным экстремумам, области притяжения которых предсказать затруднительно.

При постановке и решении оптимизационных задач на основе (1) возможны следующие проектные ситуации:

а) улучшение качественных характеристик РО при изменении структуры не учитывается либо эти изменения характеристик рассматриваются в качестве ограничений. В этом случае решение задачи сводится к минимизации функционала (1), а сама задача является классической задачей размещения;

б) процесс поискового конструирования осуществляется в широком диапазоне параметров. Целевая функция должна быть настроена на оценку улучшения свойств рабочего оборудования и одновременный учет затрат от причин, так вызвавших эти улучшения. Поскольку положительный эффект проявляется в оценке вышестоящей иерархической системы, то и критериями функционирования должны учитываться результаты функционирования СМ в целом. Эта задача требует особого внимания к различным иерархическим уровням проектируемой системы и относится к классу задач со смешанной иерархией.

Задача оптимизации формально замкнута, т. е. требование найти решение $x \in D_x$, обеспечивающее наибольшее (или наименьшее) значение функции эффективности $y(x)$ на множестве допустимых решений D_x ,

$$\bar{x} = \arg \max_{x \in D_x} y(x)$$

вполне достаточно для того, чтобы получить однозначный результат без всякого участия проектировщика, чисто математическим путем.

В зависимости от решаемой задачи параметру $P_q^{(k)} R_q^{(k)}$ придается различный смысл: например, постоянная часть затрат на рассматриваемом уровне иерархии; затраты на обход «запретных» зон (увеличение стоимости при усложнении конструкции близко расположенных или совмещенных шарниров и т.п.). Этот параметр используется в качестве штрафной функции, что позволяет использовать критериальную функцию без параметрических ограничений. Длина дуг до дополнительного шарнира вычисляется по координатам шарнира, которые определяются на основе кинематического расчета.

Для случаев, если известно распределение во времени капитальных и эксплуатационных затрат, коэффициент $P_q^{(k)}$ определяется по формуле

$$P_q^{(k)} = \sum_{t=0}^{T_c} \frac{F_1(I_{qt}^{(k)}, p_t)}{1 + e_n} + \frac{1}{T_p - T_c} \sum_{t=0}^{T_c} \frac{F_2(I_{qt}^{(k)}, p_t)}{1 + e_n},$$

где F_1, F_2 – функционалы, учитывающие зависимость капитальных и эксплуатационных затрат от перечисленных факторов; e_n – нормативный коэффициент приведения разновременных затрат; $P_{qt}^{(k)}$ – величина расхода ресурса в t -м году, связанная с q -й вершиной на k -м ярусе иерархии; T_p – расчетный срок службы элемента оборудования; T_c – срок создания машины.

Для случая, когда распределение затрат во времени не задано, коэффициент $P_q^{(k)}$ определяется по зависимости

$$P_q^{(k)} = F_3(I_q^{(k)}, p_0) + E_n F_4(I_q^{(k)}, p_0).$$

Поставленная задача относится к классу многоэкстремальных. Для того, что бы избежать тривиального перебора всех вариантов построения новых структурных схем, следует ограничить область, где достигается глобальный минимум функции. Такой подход возможен, если есть уверенность в том, что область притяжения при оптимизации соответствует области поиска.

В процессе построения структуры рабочего оборудования как целостной системы из более простых элементов учитываются факторы внешней среды, выраженные в критериальных функциях. Таким образом реализуется один из принципов эволюционного подхода – естественный отбор. В процессе синтеза происходит объединение элементов, в результате которого появляются новые структуры, обладающие новыми свойствами и наследующие некоторые свойства элементов «родителей». При этом могут использоваться механизмы наследования, мутации и межвидовой рекомбинации. Реализация процедур синтеза основана на использовании генетического алгоритма (ГА). Математическая модель ГА представлена следующим коротежем:

$$\langle C, y, P^0, n, S(p^s), G(p^g), \Delta(p^\Delta), \psi \rangle,$$

где C – система кодирования (при необходимости); y – критериальная функция; P^0 – начальная популяция; n – размер начальной популяции: количество индивидов в популяции; $S(p^s)$ – операция селекции, где p^s – вероятность селекции: вероятностная операция для воспроизведения большего числа хромосом с большим значением функции пригодности в следующем поколении; $G(p^g)$ – операция скрещивания: p^g – вероят-

ность скрещивания: вероятностная операция для обмена генетической информацией между индивидуумами, входящими в данную популяцию; $\Delta(p^\Delta)$ – операция мутации, где p^Δ – вероятность мутации: вероятностная операция для внесения новой информации в данную популяцию; Ψ – условие остановки (условие завершения работы ГА).

Использование критериальных функций типа (1) связано с учетом смешанной иерархии, когда изменение структуры на любом ярусе вызывает ее существенное изменение в целом. Применение критериальных функций на заданном ярусе структуры не требует применения ГА, для этих случаев применимы более эффективные оптимизационные методы, на что и ориентированы были многочисленные работы предшественников в рассматриваемой области.

С.Б. Партнов, Е.С. Климова, Ю.Н. Лебедева

Моделирование режимов и структуры укладочно – уплотнительного комплекта машин при строительстве асфальтобетонных покрытий дорог

Белорусско-Российский Университет, г. Могилев, Республика Беларусь

На эффективность функционирования комплекта машин для укладки и уплотнения дорожных покрытий оказывает влияние большое число факторов, определяющих климатические, технологические и режимные условия эксплуатации машин, а также условия определяемые состоянием и физико-механическими свойствами уплотняемых материалов.

Основным критерием оптимального проектирования рабочего процесса укладочно-уплотнительного комплекта является ограничением суммарного времени выполнения технологических операций.

Формирование оптимального состава и обеспечение рациональных режимов работы машин, входящих в комплект для сооружения оснований и покрытий дорог, является одним из основных путей снижения затрат и повышения эффективности капитальных вложений в строительство автомобильных дорог.

Принятая в Республике Беларусь программа «Дороги Беларуси» предусматривает строительство новых и реконструкцию старых автомобильных дорог с твердым покрытием. Реализация задач, поставленных в программе «Дороги Беларуси», выполнение намеченных объемов работ и обеспечение высокого качества дорожного строительства требуют совершенствования технологии и организации производства, повышения техни-

ческой оснащенности применяемых машин. Формирование оптимального состава и обеспечение рациональных режимов работы машин, входящих в комплект для сооружения оснований и покрытий дорог, являются одним из основных путей снижения затрат и повышения эффективности капитальных вложений в строительство автомобильных дорог.

Процесс уплотнения дорожно-строительных материалов является завершающим этапом строительства автомобильных дорог, во многом определяющим качество и надежность всего сооружения в целом. В связи с тем, что современные асфальтоукладчики не только укладывают, но и позволяют получить высокую степень предварительного уплотнения дорожного покрытия после укладки, проблема определения рациональных режимов их работы и эффективности использования комплектов уплотняющих машин (дорожных катков) является весьма актуальной задачей.

На современном этапе развития техники, когда одна и та же производственная задача может быть решена с помощью большого числа различных вариантов конструкций машин, многие расчеты и обоснования вариантов уже не могут быть выполнены традиционными методами и средствами и требуют применения соответствующих математических моделей и методов решения задачи и анализа вариантов с применением современной вычислительной техники [1]. Для этого разработана математическая модель функционирования технологического комплекса машин для строительства покрытий из горячих асфальтобетонных смесей, определены структурные и функциональные взаимосвязи факторов, определяющих эффективность и качество процесса уплотнения применительно к поточному производству.

Многочисленными наблюдениями, проведенными как в Республике Беларусь, так и в ряде других стран, установлено, что снижение со временем температуры асфальтобетонной смеси, уложенной в виде слоя на предварительно подготовленное основание, зависит от толщины этого слоя и температуры как основания, так и воздуха.

Как показали исследования [2], характер этого снижения может быть описан уравнением

$$T = T_{B+} (T_H - T_B) \cdot e^{-\mu \cdot t} \quad (1)$$

где T – текущая температура смеси, соответствующая времени t , от времени ее укладки; T_H – начальная температура смеси; T_B – температура воздуха; μ – постоянная, зависящая от температуры основания, толщины слоя и погодных условий, e – основание натуральных логарифмов.

Так как эффективность функционирования комплекса оказывают влияние большое число факторов, определяющих климатические, технологические и режимные условия эксплуатации машин, а также условия, определяемые состоянием и физико-механическими свойствами уплотняемых материалов, основным условием оптимального протекания рабочего процесса комплекса «асфальтоукладчик – дорожные катки» является ограниче-

ние суммарного времени выполнения технологических операций, не позволяющих остывать уплотняемой асфальтобетонной смеси до критически низких температур:

$$t_k < t_d \quad (2)$$

где t_k – общее время укладки и уплотнения смесей по длине захватки; t_d – допустимое время процесса уплотнения.

Модель функционирования системы и проведенные теоретические исследования были положены в основу алгоритма оптимизации режимов работы и структуры комплекса машин при укладке и уплотнении покрытий (рис. 2). Алгоритм предусматривает последовательное сравнение эффективности применения возможных вариантов комплектов самоходных катков и выбор их оптимальных вариантов для заданных условий дорожного строительства.

Допустимое время уплотнения горячих асфальтобетонных смесей вычисляется в блоке 4. В блоках 4-9 для каждого варианта комплектов катков реализуются исходные данные для выбора рациональных режимов работы, обеспечивающих допустимую продолжительность и качество уплотнения при непрерывном потоке процесса выполнения технологических операций. В блоках 10-14 корректируются по длине захватки скоростные режимы машин, входящих в комплект, по фазам уплотнения. В блоке 15 определяется эксплуатационная производительность машин, используемая в последующих расчетах удельных приведенных затрат при выборе оптимального варианта комплекта машин.

На основании факторного анализа результатов машинных расчетов, используя метод множественной корреляции [3], было получено уравнение регрессии допустимого времени уплотнения:

$$t_A = e^y \quad (3)$$

где t_A – допустимое время уплотнения, мин.

$Y = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_3 + a_4 \cdot x_4 + a_5 \cdot x_5 + a_6 \cdot x_6 \cdot \ln x_6 + a_7 \cdot x_7 \cdot \ln x_6$, (4)
 где x_1 – начальная температура смеси, °С; x_2 – плотность асфальтобетона, т/м³; x_3 – теплопроводность материала подстилающего слоя, Дж/м·с - °С; x_4 – скорость ветра, м/с; x_5 – температура воздуха, °С; x_6 – толщина слоя, м.

Значения коэффициентов уравнения регрессии равны:

$$a_0 = 1,194; a_1 = 0,033; a_2 = 0,620; a_3 = -0,178; a_4 = -0,027; a_5 = 0,021; a_6 = 0,753; a_7 = 0,004.$$

Выполненные расчеты [4] позволили установить области рационального применения комплектов самоходных катков и допустимые границы их использования при сооружении покрытий из горячих асфальтобетонных смесей (рис. 1).

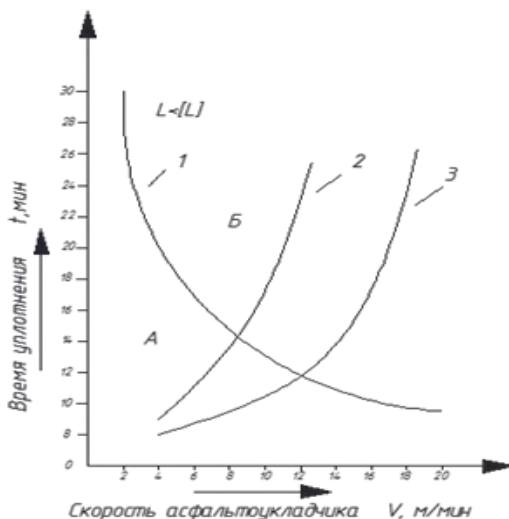


Рис. 1. График для определения интервалов допустимой скорости укладки смесей V в зависимости от значений допустимого времени уплотнения t

Кривая 1 построена по уравнению (3) с учетом уравнения (4) по длине захватки, равной минимально допустимому значению L , и отражает взаимосвязь скорости асфальтоукладчика и допустимого времени уплотнения.

Зона А является нерабочей, так как охватывает область значений, не удовлетворяющих условию (3). Зона Б выделяет область допустимого использования комплектов самоходных катков:

- кривая 2 построена для комплекта катков вибрационного действия (ДУ-95-2, ДУ-47Б, БУ-94);
- кривая 3 для катков статического действия (ДУ-54М, ДУ-72, ДУ-93).

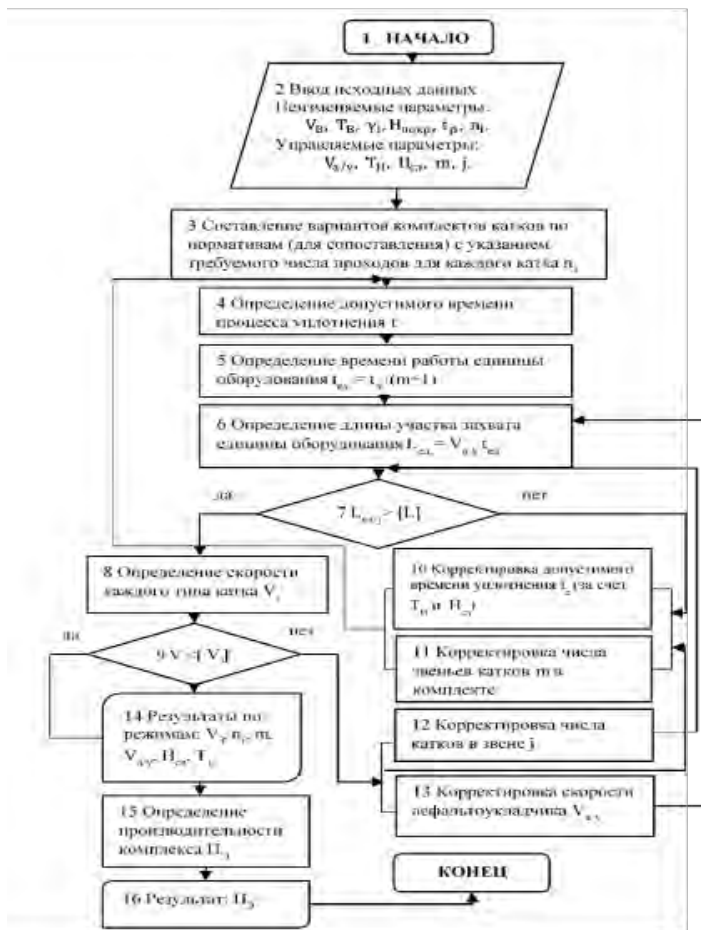


Рис. 2. Алгоритм выбора оптимальной структуры и режимов работы машин комплекса «асфальтоукладчик-каток»

Как показано на рис. 1, при скоростях укладки смеси до 8 м/мин использование комплектов самоходных катков возможно при значениях допустимого времени уплотнения более 12 мин. Для обеспечения непрерывности потока, качества и эффективности строительства покрытий при значениях допустимого времени уплотнения, ограниченном 16-20 мин, скорость асфальтоукладчика должна быть более 4 м/мин.

Проведенные расчеты по разработанному алгоритму по сопоставляемым вариантам машин, входящих в комплект, по имеющимся практическим рекомендациям на основе их технических характеристик позволили оценить технико-экономическую эффективность внедрения рекомендаций

по выбору структуры и назначению оптимальных режимов работы машин комплексов «асфальтоукладчик-дорожные катки» для климатических условий Республики Беларусь.

На основе разработанного алгоритма с использованием системного подхода сформированы и проанализированы модели и условия функционирования машин применительно к строительству покрытий из горячих асфальтобетонных смесей. Модели осуществления уплотнения асфальтобетонных смесей базируются на законах послойной теплопередачи смесей, функциональной взаимосвязи параметров эксплуатационного фона и режимов работы уплотняющих машин с учетом ограничения процесса по времени. Реализация указанных моделей на ЭВМ позволила оценить влияние отдельных факторов эксплуатационного фона на эффективность функционирования системы «асфальтоукладчик- дорожные катки» при строительстве асфальтобетонных дорожных покрытий.

Список литературы

1. Болтянский В.Г. Математические методы оптимального управления. - М.: Наука, 1969. - 372 с.

2. Партнов С.Б. Закономерности изменения физико-механических свойств асфальтобетонных смесей при уплотнении /С.Б.Партнов, В.И.Семчен//Перспективные технологии, материалы и системы: Сб. науч. тр. - 2003. - С.260-265.

3. Локшин Е.С. Разработка основ выбора рациональной структуры отрядов самоходных катков при возведении асфальтобетонных покрытий //Повышение эффективности и качества эксплуатации дорожных машин: Сб. науч. тр. - М.,1980. - С. 109-113.

4. Партнов СБ. Алгоритм выбора режимов работы и структуры укладочно-уплотняющего комплекса при строительстве асфальтобетонных покрытий/Партнов С.Б., Семчин В.И., Климова Е.С.- Инновации в науке- инновации в образовании: Материалы международной научно-технической конференции «ИНТЕРСТРОЙМЕХ – 2013» Новочеркасск,2013. с 265-268

Повышение ресурса электродвигателей для ответственных технологических машин на стадии их проектирования и изготовления

Донбасская национальная академия строительства и архитектуры,
г. Краматорск, Украина

Простота конструкции и условий эксплуатации асинхронных электродвигателей (АД), а также относительная небольшая стоимость обеспечила им столь широкое применение в приводах станков, вентиляторов, насосов, грузоподъемных, транспортирующих и других машинах. Некоторые конструкции машин могут быть уникальными и дорогостоящими, простой технологической линии из-за непланового отказа электродвигателя может нанести значительный материальный ущерб. Поэтому повышение надежности основных узлов машин, а особенно электроприводов является актуальной задачей.

В работах [1; 2] рассматриваются общие вопросы технической эксплуатации электродвигателей. В документе [3] четко даны основные определения понятий и определений по надежной эксплуатации электродвигателей. В работе [4] приводятся результаты исследований технического состояния электродвигателей в процессе их эксплуатации, а в исследованиях [5–7] дается методика прогнозирования безотказной работы электродвигателей на основе количественной оценки степень влияния воздействующих факторов в процессе их эксплуатации.

Целью работы является обоснование направлений повышения надежности электродвигателей на стадиях их проектирования и изготовления.

Для решения первой задачи проанализируем требования нормативных документов к серийным электродвигателям. Предприятия электротехнической промышленности выпускают продукции в соответствии с нормативными документами ГОСТ Р52776-2007 (МЭК 60034-1-2004) Машины электрические вращающиеся. Согласно указанным документам предусмотрено 10 номинальных режимов для электродвигателей, которые обозначаются как *S1-S10*. Необходимо обратить внимание на то, что проектирование и серийный выпуск электродвигателей с учетом различным режимных нагрузжений от *S1* до *S10* позволяет создать некоторое их разнообразие.

Каждый из указанных режимов нагружения электродвигателя характеризуется определенными параметрами, как: длительность рабочего цикла; характер и величины действующей нагрузки; потери при пуске, торможении и во время установившегося режима работы; способ охлаждения.

Для электропривода конкретной машины весьма важно, чтобы реальные режимы нагружения совпадали с принимаемыми при проектировании.

Например, сопоставительный анализ режимов работы электрооборудования грузоподъемных механизмов с номинальными режимами серийных электродвигателей представить следующим образом (табл. 1).

Таблица 1. Сопоставление режимов нагружения грузоподъемных механизмов с номинальными режимами серийных электродвигателей

По ИСО 4301/1	По ГОСТ 25835	По ГОСТ P52776-2004
M1**	1M**	S1;S2
M2	1M	S2;S3
M3	1M	S2;S3;S4
M4	2M	S4;S5
M5	3M	S5;S6
M6	4M	S6;S7
M7	5M	S8;S9
M8	6M	S9;S10

Сопоставление режимов нагружения механизмов технологических машин и режимов нагружения серийных электродвигателей позволяет на стадии проектирования подобрать электродвигатель по характеристикам более близким к реальным условиям эксплуатации

Данные [1; 2; 4] говорят о том, что внезапный отказ в работе электродвигателей чаще всего происходит из-за разрушения их подшипников.

Общезвестно, что долговечность подшипника зависит от 2-х основных факторов его: динамической грузоподъемности и эквивалентной динамической нагрузки.

Для расчета долговечности подшипника используются следующие методы [7]:

- номинальной долговечности;
- скорректированной долговечности L_{na} согласно DIN ISO 281:1990;
- достижимой долговечности L_{nm} согласно ISO 281

При любом методе определения динамической грузоподъемности подшипника его фактическая характеристика определяется усталостной выносливостью материалов элементов подшипника: тел качения и беговых дорожек внутреннего и внешнего колец.

Усталостная выносливость элементов подшипника зависит в первую очередь от качества материалов элементов подшипника и технологии их изготовления. Нагрузка предела усталости, согласно ISO 281, определена как нагрузка, ниже которой в лабораторных условиях не возникает усталость материала.

Анализом рекламной информации установлено, что более 300 подшипниковых заводов предлагают свою продукцию к реализации. Основные ведущие производители подшипников: SNR Roulements, NTN Corp., The Timken Company, SKF AB, INA - Schaeffler KG, KOYO - JTEKT Corp., NSK Ltd., Европейская подшипниковая корпорация, ОАО "Государствен-

ный подшипниковый завод-2", ЗАО «Вологодский подшипниковый завод», ЗАО "Ролтом" (ГПЗ-5), ОАО "Саратовский подшипниковый завод", АО "ХАРП", "Минский подшипниковый завод" (ГПЗ-11), ОАО "Ижевский подшипниковый завод" (ГПЗ-13), ЗАО "Курский подшипниковый завод", ОАО "Десятый Подшипниковый завод", ОАО "Гомельский подшипниковый завод" (ГПЗ-12).

Да же теоретически нельзя предполагать, что на всех заводах ГПЗ для изготовления подшипников используются одни и те же материалы, одинаковые технологии и используется технический персонал одинаковой квалификации. Поэтому подшипник конкретного завода имеет свою вероятную долговечность и стоимость.

Поэтому другим направлением повышения долговечности электродвигателей еще на стадии проектирования является выбор достойной фирмы-изготовителя подшипников. При этом при проектировании подшипникового узла важно указывать его долговечность с использованием подшипников конкретной фирмы.

Как говорят в народе, «доверяй, но проверяй», поэтому для проверки достоверности динамической грузоподъемности подшипника целесообразно на электромеханическом предприятии иметь стенды входного контроля. Такие стенды уже выпускаются серийно [4;7], следовательно, о предлагаемое направление повышения ресурса электродвигателей на стадии сборки задумывались еще лет десять назад многие специалисты. Наличие на предприятии таких стендов позволяет исключить применение подшипников низкого качества и подшипников-подделок.

Пространственное расположение посадочных мест подшипников в корпусе статора, параллельность и соосность посадочных поверхностей валов, именно они определяют перекос оси электродвигателя, а, следовательно, нагрузки на подшипники и их долговечность. Поэтому завод-изготовитель должна иметь стенды по контролю указанных деталей и сборочных единиц, так же стенд по установлению начальных значений контролируемых диагностических параметров, которые должен замерять производитель и заносить в паспорт электродвигателя.

Список литературы

1. Акимова Н.А. Монтаж, техническая эксплуатация и ремонт электрического и электромеханического оборудования: учеб. пособие для студ. сред. проф. образования / Н.А. Акимова, Н.Ф. Котеленец, Н.И. Сентюрихин; под общ. ред. Н.Ф. Котеленца. – 5-е изд., перераб. и доп. – Москва.: Издательский центр «Академия», 2008. – 304 с. ISBN 978-5-7695-4467-6.
2. Белов М.П. Автоматизированный электропривод типовых производственных механизмов и технологических комплексов: учебник для студ. высш. учеб. заведений / М.П. Белов, В.А. Новиков, Л.Н. Рассудов. – 3-е

изд., испр. – Москва.: Издательский центр «Академия», 2007. – 576 с. ISBN 978-5-7695-4497-2

3. ГОСТ 27471-87 (СТ СЭВ 169-86) Машины электрические вращающиеся.

4. Сидельников Л.Г. Контроль технического состояния асинхронных двигателей в процессе эксплуатации / Л.Г. Сидельников, Д.О. Афанасьев // Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2013. – № 7. – С. 127-137

5. Хомутов С.О. Прогнозирование вероятности безотказной работы электродвигателей на основе количественной оценки степени влияния воздействующих факторов / С.О. Хомутов, Е.В. Кобозев // Вестник АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – 2006. – № 2. – С. 4-8.

6. Надежность технических систем и техногенный риск [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://okSION.ru/uchebnik_nadezhnost_tehnicheskikh_sistem/index.htm

7. Борисов, Ю.С., Коломиец, А.П., Марчевский, С.В. Надежность подшипниковых узлов электродвигателей / Ю.С. Борисов, А.П. Коломиец, С.В. Марчевский // Сельский механизатор. – 2012. – № 7. – С. 32-33.

В.А. Пенчук, В.М. Даценко

Обоснование параметров ленточных конвейеров сортировки твердых бытовых отходов

Донбасская национальная академия строительства и архитектуры,
г. Краматорск, Украина

Сортировка продуктов ТБО на ленте конвейера может быть отнесена к непрерывно поточному производству, которое обеспечивает самую короткую длительность производственных циклов, а также непрерывности и ритмичности производства. Разделение на фракции продуктов ТБО в зависимости от места их сбора может производиться от 4-х до 7-ми фракций.

Для непрерывно поточного производства обязательным условием является равенство операционных циклов, при котором продолжительность отбора отдельных фракций должна быть равна:

$$t_m = t_c = t_{нэт} = t_{мет} = t_{тек} = t_{рас} \quad (1)$$

где t_m , t_c , $t_{нэт}$, $t_{мет}$, $t_{тек}$ - соответственно затраты времени на отбор макулатуры, стекла, пластмассы, металла и текстиля;

$t_{рас}$ - условное время движения или расчетный ритм движения конвейера.

Необходимо особо выделить такой параметр, как расчетный режим движения конвейера, который всецело зависит от физиологических возможностей человека – оператора. Первоначально человек - оператор должен визуально найти нужный объект на конвейере, согласно экспериментальным данным затрачиваемое время на данную операцию составляет $t_{виз}=0.5-1с$. Далее оператор производит операцию ручного захвата $t_{зах}$, перемещения к приемному отверстию $t_{пер}$ и опускание в приемное отверстие $t_{опус}$. Соответственно один цикл работы человека оператора можно представить как:

$$t_{чел} = t_{виз} + t_{зах} + t_{пер} + t_{опус} \quad (2)$$

Если представить рабочий конвейер в виде зон отбора соответствующих компонентов ТБО, то расчетная схема выглядит как (рис. 1)

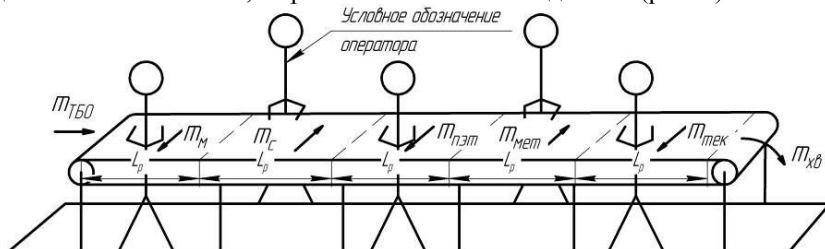


Рис. 1. Расчетная схема отбора фракций ТБО:

m_m – макулатура; m_c – стекло; $m_{нэм}$ – пластмасса; $m_{мет}$ – металл;
 $m_{тек}$ – текстиль; $m_{хв}$ – «хвосты»; L_p – длина рабочей зоны оператора.

Рассчитать ритм конвейера можно установить исходя из возможности человека оператора. Если обозначить длину рабочей зоны L_p , которую может без напряжения обслужить рука человека, то можно записать зависимость для расчетного времени:

$$t_{рас} = \frac{L_p}{v_l} \quad (3)$$

Тогда количество рабочих циклов оператора составит:

$$n_{ц} = \frac{t_{рас}}{t_{чел}} = \frac{L_p}{v_l} \cdot \frac{1}{t_{виз} + t_{зах} + t_{пер} + t_{опус}} \quad (4)$$

Если сделать предположение, что в объеме ТБО, расположенного на расчетной длине участка конвейера L_p , находится n_i -е количество фракций, то требуемое количество постов отбора фракций можно представить как:

$$k_m = \frac{n_m}{n_{ц}}; k_c = \frac{n_c}{n_{ц}}; k_{нэм} = \frac{n_{нэм}}{n_{ц}}; k_{мет} = \frac{n_{мет}}{n_{ц}}; k_{тек} = \frac{n_{тек}}{n_{ц}} \quad (5)$$

Если требуемое количество постов больше 1-го, то принимается значение округленное в большую сторону.

Синхронизация отдельных постов может быть обеспечена разнообразными техническими и организационными мероприятиями.

В соответствии с расчетной схемой (рис. 1) и зависимостью (5) необходимую длину конвейера можно определить по следующей формуле:

$$L_k = L_p \cdot (k_m + k_c + k_{nэм} + k_{мет} + k_{тек}) \quad (6)$$

Если некоторая из операций значительно отклоняется от нормы, то возможно установить резервные зоны или возможность регулировки скорости движения ленты.

Для оценки качественных показателей той или иной технологии сортировки можно воспользоваться степенью сортировки:

$$\mathcal{E}_{сор} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i}{m_{хв}} \quad (7)$$

где $\sum_{i=1}^n m_i$ - общая масса ТБО;

$m_{хв}$ - масса материала – «хвоста» остающегося после сортировки.

Более качественная картина может быть представлена, если сделать анализ структуры «хвоста» ТБО. В данном случае можно будет установить эффективность сортировки по каждой фракции:

$$\mathcal{E}_{сор}^M = \frac{m_{хв}^M}{m_M + m_{хв}}; \mathcal{E}_{сор}^C = \frac{m_{хв}^C}{m_C + m_{хв}} \dots \mathcal{E}_{сор}^i = \frac{m_{хв}^i}{m_i + m_{хв}} \quad (8)$$

Такая оценка позволяет выявить наиболее важные операции и внести корректировку технологии сортировки.

Зависимость эффективности сортировки от скорости движения конвейера и количеством постов отбора i -й фракции представлена на рисунке 2.

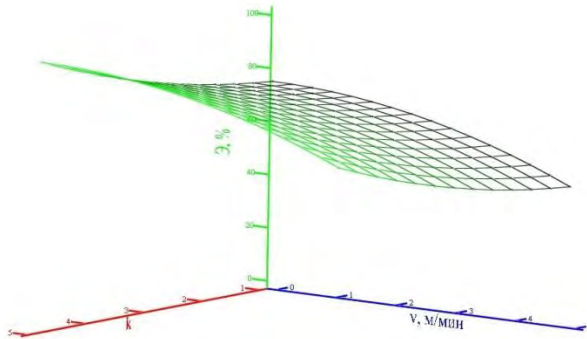


Рис. 2. Зависимость эффективности сортировки от скорости движения конвейера и количеством постов отбора i -й фракции

Выводы:

- основной частью любой установки для сортировки продуктов ТБО является обычный ленточный конвейер, ширина которого 0.8...1.0 м определяется исходя из антропометрических данных человека-оператора, а длина количеством рабочих мест по объему конкретных фракций.

- скорость движения конвейера определяет качество сортировки продуктов ТБО, она зависит от скорости зрительных и мускульных движений человека. Теоритически установлены границы скорости движения ленты конвейера в пределах $V=0.5...5$ м/мин.

- рекомендуется в зависимости от объемов, фракционного состава и требуемого качества сортировки продуктов ТБО осуществлять регулировку скорости движения конвейера за счет частотного электропривода.

Список литературы

1. Бабанин И.В. Оценка эффективности раздельного сбора отходов /И. В. Бабанин // Твердые бытовые отходы. – 2006. – №7. – С.40–43.

2.Билитевски Б. Опыт Германии в области переработки отходов /Б. Билитевски, К. Дорнак // Твердые бытовые отходы. – 2006. – №10. – С.54–57.

3.Бухгалтер Э.Б. Обращение с отходами как важнейшее направление устойчивого развития в странах Европейского Союза Текст. / Э.Б. Бухгалтер, Б.О. Будников, О.А. Будникова // Экология производства. 2004. - № 10. - С. 45 -57.

4.Вепренцев И. В. Европейский поход к отходам / И. В. Вепренцев // Твердые бытовые отходы. – 2006. – №10. – С. 34–36.

5.Гринин А. С. Промышленные и бытовые отходы : хранение, утилизация, переработка : учеб. пособие / А. С. Гринин, В. Н. Новиков. – М. : ФАИР-ПРЕСС, 2002. – 332 с. : ил.

6.Касимов А.М. Твердые бытовые отходы. Технологии и оборудование. Проблемы и решения./Касимов А.М., Семенов В.Т., Александров А.Н., Коваленко А.М. –Х.: ХНАГХ, 2007, -338 с.

7.Краснянский М.Е. Утилизация и рекуперация отходов: учеб. Пособие / М. Е. Краснянский. 2– е изд.– Харьков; К. : Бурун и К., КНТ, 2007.

8.Краснянский М. Е. Изучение потоков вторичного сырья в твердых бытовых отходах г. Донецка / М. Е.Краснянский, А. Бельгасем, О. Н. Калинихин // Проблемы сбора, переработки и утилизации отходов. – Одесса: ОЦНТЭИ, 2004. – С.218–222.

9.Любарская М. А. Организация обращения с твердыми бытовыми отходами: учеб. пособие / М.А. Любарская. – СПб.: СПбГИЭУ, 2004. – 154 с.

10. Обоснование необходимости и требования к схемам раздельного сбора бытовых отходов, Бабанин И. В. 2005г. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://waste.com.ua>

11. Пенчук В.А. Особенности и тенденции развития технологий переработки бытовых отходов./Пенчук В.А., Даценко В.М. Инновации в науке – инновации в образовании: материалы Международной научно-технической конференции «Интерстроймех 2013», 1-2 октября 2013г., г. Новочеркасск / Юж.-Рос. гос. Политехн. ун-т (НПИ) им. М.И. Платова – Новочеркасск: ЮРГТУ(НПИ), 2013. – 318с.

Е.В. Рачков

Реализация качественных показателей фрикционного привода конвейера

Московская государственная академия водного транспорта – филиал Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова»,
г. Москва, Россия

Известно, что тяговое усилие P на фрикционном приводе ленточного конвейера реализуется под воздействием трех факторов: S_c – натяжения ленты в точке сбегания с приводного барабана; $\alpha_{ск}$ - угла скольжения активной части угла обхвата лентой приводного барабана; μ - коэффициента сцепления ленты с рабочей поверхностью приводного барабана, а их взаимосвязь описывается формулой [1]

$$P = S_c (e^{\mu_{акк}} - 1). \quad (1)$$

При решении актуальной задачи увеличения тягового усилия следует иметь в виду, что рост тягового фактора $e^{\mu_{акк}}$ при грузовом натяжном устройстве не вызывает увеличения предварительного натяжения ленты, а рост S_c сопровождается соответствующим ростом этого натяжения, приводящего к увеличению нагруженности ленты и снижению коэффициента использования ее расчетной прочности

$$K = P/S_n, \quad (2)$$

где S_n – натяжение ленты в точке набегания на приводной барабан.

Этот коэффициент K можно использовать как показатель качества реализации тягового усилия на приводном барабане.

Направление интенсификации качества реализации тягового усилия на одноприводном ленточном конвейере можно проиллюстрировать, используя графики, представленные на рис.1.

Допустим, что первоначально параметры фрикционного привода конвейера были следующими: тяговый фактор – $e^{\mu_{акк}} = 1,5$; натяжения в ленте – $S_n = 5,01 \text{ кН}$; и $S_c = 3,34 \text{ кН}$ (точка А на рис.1), реализуемое тяговое усилие -

$P=1,67$ кН. При этом коэффициент использования расчетной прочности ленты составит – $K=0,33$.

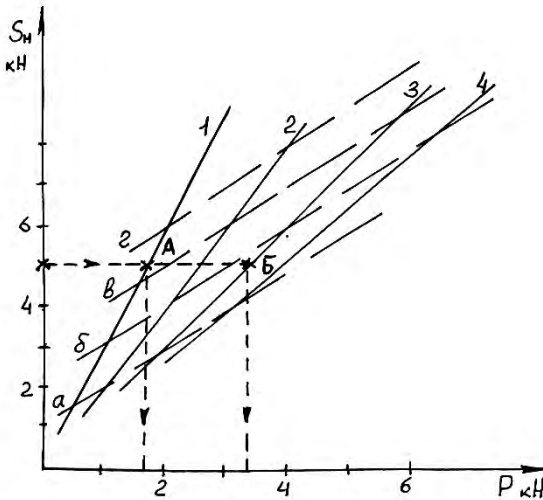


Рис. 1. Зависимость тягового усилия P от натяжений ленты S_n, S_c и тягового фактора $e^{\mu_{ск}}$: 1,2,3,4- графики при тяговом факторе соответственно равным 1.5,2,3,4; а,б,в,г – графики соответствующие натяжению S_c равному 1,2,3,4 кН

После проведения на рассматриваемом конвейере мероприятий по повышению качества передачи тягового усилия на приводном барабане путем увеличения угла обхвата лентой барабана и его футеровки тяговый фактор был увеличен до $e^{\mu_{ск}}=3$ (точка Б). В этом случае при сохранении неизменным рабочей прочностью ленты ($S_n=5,01$ кН) натяжение в сбегающей ветви, задаваемое усилием в натяжном устройстве, уменьшится до $S_c=1,67$ кН, а реализуемое тяговое усилие возрастет до $P=3,34$ кН и коэффициент использования прочности ленты будет составлять $K=0,667$.

Из рассмотренного примера следует, что при решении задачи достижения требуемого тягового усилия первоначально необходимо максимально использовать возможности тягового фактора приводного барабана и только после этого форсировать натяжение S_c .

При модернизации конвейера, в котором суммарное сопротивление движению ленты возрастает от W_{Σ} до $W_{\Sigma 1}$ при сохранении первоначальной расчетной прочности ленты $S_n = S_{n1}$, для расчета требуемого тягового фактора $e_1^{\mu_{ск}}$, обеспечивающего высокое качество реализации тягового усилия на барабане, можно использовать зависимость

$$e_1^{\mu_{ск}} = W_{\Sigma} e^{\mu_{ск}} / W_{\Sigma 1} e^{\mu_{ск}} - W_{\Sigma 1} (e^{\mu_{ск}} - 1). \quad (3)$$

Особо следует обратить внимание на нестабильность качества передачи тягового усилия на приводном барабане ленточного конвейера с барабанным разгрузителем, обеспечивающим промежуточную разгрузку (рис. 2).

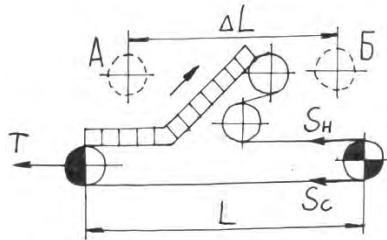


Рис. 2. Схема ленточного конвейера с барабанным разгрузителем

В ходе передвижения разгрузителя из крайнего правого расчетного положения Б в крайнее левое положение А реализуемое текущее значение тягового усилия, вследствие уменьшения дальности транспортирования груза, будет уменьшаться с $P_B = S_c^B (e^{\mu_{ск}^B} - 1)$ до $P_A = S_c^A (e^{\mu_{ск}^A} - 1)$ (рис.3) и при неизменном усилии на натяжном устройстве $T_B = T_A = T$ будет иметь место $S_c^B = S_c^A = S_c$ и $\alpha_{ск}^B > \alpha_{ск}^A$. Следовательно, в ходе передвижения разгрузителя на расстояние ΔL снижается тяговый фактор $e^{\mu_{ск}^B} > e^{\mu_{ск}^A}$, что приводит к ухудшению качества реализации тягового усилия на барабане и к соответствующему снижению коэффициента использования расчетной прочности ленты $K_B > K_A$

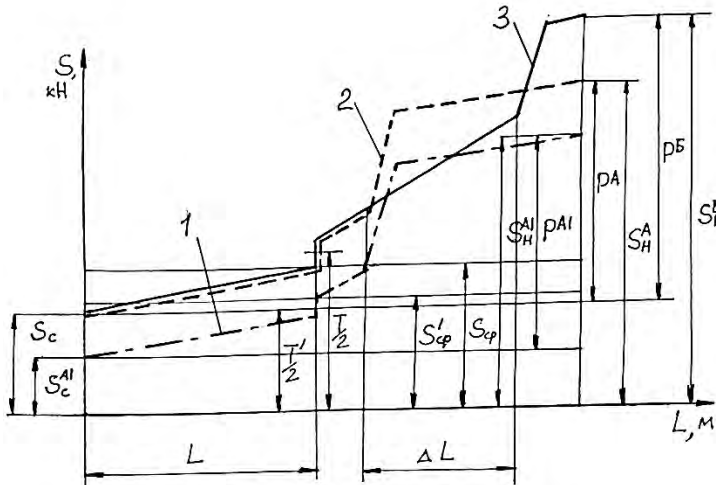


Рис. 3. Диаграммы статических натяжений ленты конвейера:

- 1 – при разгрузителе в положении А и автоматическом натяжном устройстве;
- 2 – при разгрузителе в положении Б и $T = \text{const}$; 3 – при разгрузителе в положении Б и двух типах натяжных устройств (автоматическое и $T = \text{const}$)

Применение в этих конвейерах автоматического натяжного устройства, изменяющего натяжение T в ходе передвижения разгрузателя таким образом, чтобы угол скольжения при этом оставался неизменным, равным расчетной величине $\alpha_{ск}^B = \text{const}$, позволит, изменяя натяжение в сбегающей ветви от S_c^B до S_c^{A1} , получить нагруженность ленты в положениях B и A , соответствующую кривым 3 и 1 (рис.3). При этом среднее натяжение ленты при переменном усилии T в ходе передвижения разгрузателя на ΔL составит

$$S_{cp}^1 = (A_d^B + A_d^{A1}) / 2 \sum L, \quad (4)$$

а при использовании постоянного усилии $T = \text{const}$ (кривые 2, 3), оно будет равно

$$S_{cp} = (A_d^B + A_d^A) / 2 \sum L, \quad (5)$$

где $A_d^B + A_d^A$ - площади диаграмм статистического натяжения ленты конвейера с грузовым натяжным устройством при нахождении разгрузателя в положении B и A , соответственно;

$A_d^B + A_d^{A1}$ - площади диаграмм статистического натяжения ленты конвейера с автоматическим натяжным устройством при нахождении разгрузателя в положении B и A , соответственно;

$\sum L$ - длина ленты конвейера.

Очевидно, что $S_{cp}^1 < S_{cp}$, что свидетельствует о снижении общей нагруженности ленты в ходе движения разгрузателя в конвейере с автоматическим натяжным устройством. Кроме этого применение автоматического натяжного устройства обеспечивает получение стабильно высокого качества передачи тягового усилии в ходе движения разгрузателя, что подтверждает коэффициент использования расчетной прочности ленты $K_B = K_{A1}$.

Возможности повышения качества реализации тягового усилии на приводном барабане ленточного конвейера, позволяющего уменьшить нагруженность ленты и тем самым увеличить срок ее эксплуатации, а также снизить удельные энергозатраты на транспортирование груза, не ограничиваются рассмотренными примерами. В этих и других ситуациях для решения поставленной задачи должны быть заложены максимально возможное использование тягового фактора и допустимо минимальное первоначальное натяжение ленты.

Список литературы

1. А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. Транспортирующие машины. - М.: Машиностроение, 1983.

Кинематика загрузки в устройствах с рабочей камерой различной формы

Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия

В настоящее время одним из важных направлений в строительной индустрии, позволяющим существенно снизить энергетические затраты на смешение строительных материалов без потери качества готового продукта, является разработка новых конструкций машин и методов их инженерного расчета, что дает возможность проводить исследования на этапе теоретических расчетов с целью прогнозирования ожидаемого результата. Наиболее перспективными среди используемых для этих целей видов оборудования являются смесители, в которых ключевую роль на процесс смешения материалов влияют конструкторские решения, определяющие качество готового продукта.

В разрабатываемых устройствах качество процесса смешения зависит от частоты воздействия на элементарные объемы смешиваемых компонентов в единицу времени:

-при стесненных условиях от интенсивности воздействия стенок корпуса на смесь;

-при свободных условиях от интенсивности воздействия стенок корпуса на смесь и объема свободного пространства в рабочей камере [1].

Используя принципы механики сплошной среды [2-4] можно дать объяснение протеканию механических процессов внутри камеры смесительного устройства. Принятые допущения для упрощения модели:

1. рассматриваемая среда однородна по всему объему;
2. скорость вращения водила с обкатывающими роликами является постоянной, что соответствует установившимся режимам работы смесителя и движению среды;
3. ось неподвижного деформируемого корпуса рабочей камеры является системой отсчета, а движение частиц по отношению к этой системе отсчета принимается за абсолютное [5].

Рассмотрим кинематику движения точки M вокруг оси неподвижной камеры в поперечном сечении (при относительном перемещении) вследствие воздействия на нее обкатывающих роликов. Предположим, что в результате обкатывающего движения роликов любая точка будет совершать в плоскости YOZ движение по окружности радиуса r (рис. 1), изменяющегося в диапазоне $0 \leq r \leq a$; здесь a - большая полуось эллиптической части деформированной рабочей камеры.

Для описания движения точек загрузки (смесь мелющих тел и материала) введем в плоскости YOZ полярную систему координат $r(0 \leq r \leq a)$, $\varphi(0 \leq \varphi \leq 2\pi)$, где полярный угол φ отсчитывается от положительного направления оси Y (рис. 1). Изменение, которого со временем задается линейной функцией времени $\varphi = \omega_0 t$, здесь ω_0 - угловая скорость вращения материальной точки.

Для перехода из полярной системы координат в декартовую воспользуемся соотношениями:

$$y=r \cos \varphi; \quad (1)$$

$$z=r \sin \varphi; \quad (2)$$

где y, z - декартовы координаты точки в момент времени t ;

r - радиус кругового движения мелющих тел.

Выразим большую полуось эллипса a через радиус R (радиус рабочей части камеры до деформирования) (рис. 1). Для этого приравняем периметр окружности недеформированной части рабочей камеры и периметр деформированной эллиптической части. Получим соотношение

$$2\pi R = 4aE\left(\varepsilon, \frac{\pi}{2}\right), \quad (3)$$

где $\varepsilon^2 = 1 - b^2/a^2$ - эксцентриситет эллиптической части камеры;

E - эллиптический интеграл второго рода [34];

$$E(\varepsilon, \varphi) = \int_0^{\varphi} \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi} d\varphi. \quad (4)$$

Используя асимптотическую формулу для эллиптического интеграла второго рода согласно, ограничившись величинами второго порядка малости по ε получим:

$$a = \frac{2R + \sqrt{4R^2 - 3b^2}}{3}; \quad (5)$$

$$b = \Delta R. \quad (6)$$

где Δ - коэффициент показывающий на сколько малая полуось b сечения эллиптической части камеры меньше ее радиуса до деформирования R .

Зная угловую скорость ω_0 точки M и расстояние r можно найти скорость \mathcal{G}_τ в относительном движении этой точки:

$$\mathcal{G}_\tau = r\omega_0. \quad (7)$$

Найдем среднее значение компоненты скорости:

$$\bar{\mathcal{G}}_\tau = \frac{\omega_0}{a} \int_0^a r dr = \frac{\omega_0 a}{2}. \quad (8)$$

Вектор \mathcal{G}_τ скорости направлен по касательной к траектории точки, т.е. перпендикулярно к ее радиусу вращения, в сторону ее движения (рис. 1). Ускорение точки вращающегося тела может быть разложено на касательное ускорение a_τ (вращательное ускорение) и нормальное ускорение a_n (центростремительное ускорение). Направление вектора касательного a_τ

ускорения точки совпадает с направлением ее скорости при ускоренном вращении, а вектор нормального ускорения точки a_n всегда направлен по радиусу окружности, описываемой точкой к центру этой окружности (рис. 1).

В местах крепления корпуса в цапфах камера в радиальном сечении имеет форму круга; в центральной части (максимально деформированной) и в местах контакта корпуса с роликами – форму эллипса. В результате неоднородности корпуса по сечению из-за его деформирования точка M совершает некоторое движение (переносное) вдоль корпуса. Это перемещение можно записать:

$$x = t\vartheta_e + \frac{a_e t^2}{2} = \frac{3}{2} a_e t^2, \tag{9}$$

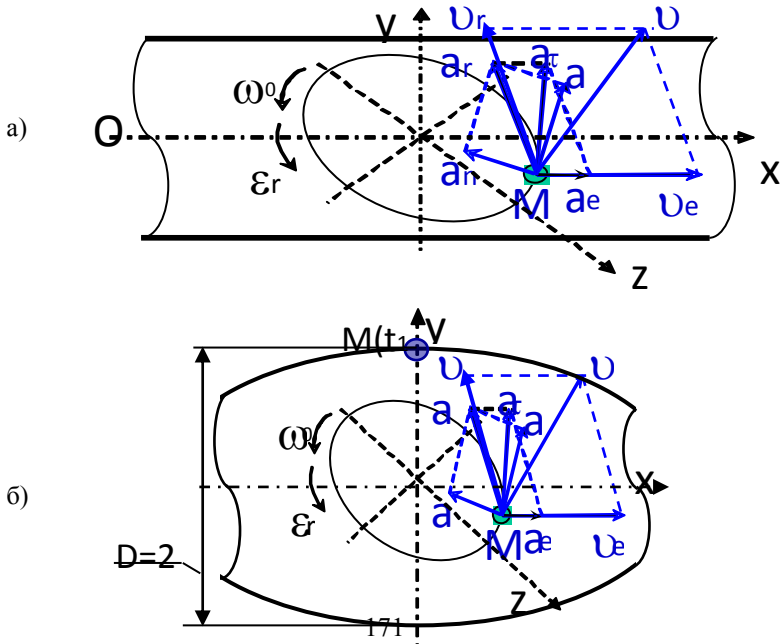
где x - координата точки в момент времени t при движении вдоль корпуса;

$\vartheta_e = a_e t$ - скорость движения точки при переносном перемещении.

Ускорения точки в переносном и нормальном движении можно определить, как отношение предела суммы элементарных сил к массе элементарного выделенного объема:

$$a_e = \frac{dF_e}{dm}, \quad a_n = \frac{dF_n}{dm}. \tag{10}$$

Ускорение Кориолиса равно 0, т.к. $\sin(\varpi, \vartheta_e) = 0$, т.е. относительная скорость параллельна оси переносного движения. На основании предложенной схемы перемещения материальной точки загрузки можно перейти к расчету сил сопротивления движению загрузки.



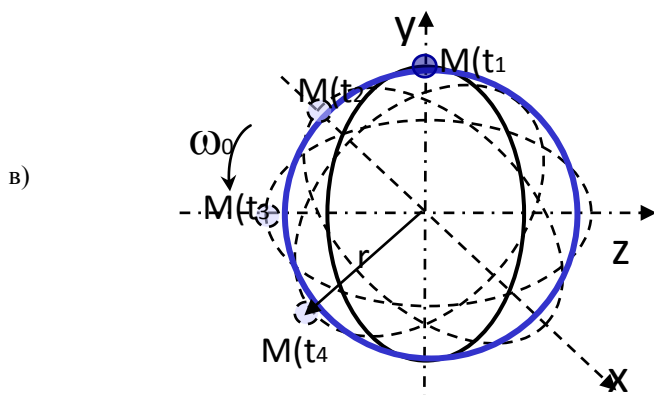


Рис. 1. Расчетная схема движения материальной точки M в рабочей камере цилиндрической (а), бочкообразной (б) форм и в поперечном сечении (в)

Список литературы

1. Лозовая С.Ю., Лозовой Н.М., Рядинская Л.В., Пешков О.В. Теоретические основы расчета энергетических характеристик смесителя с деформируемой камерой цилиндрической формы // *Фундаментальные исследования*. – 2017. - №10, часть 2.
2. Брагинский Л.Н. Перемешивание в жидких средах. Физические основы и инженерные методы расчета / Л.Н. Брагинский, В.И. Бегачев, В.М. Барабаш. - М.: Химия, 2009. - 336 с.
3. Васильцов В.А. Аппараты для перемешивания жидких сред / В.А. Васильцов, В.Г. Ушаков. - Д.: Машиностроение, 2011. - 271 с.
4. Еремин Н.Ф. Процессы и аппараты в технологии строительных материалов [Текст]: учебное пособие для вузов / Н.Ф. Еремин - М.: Высш. шк., 1986. - 736 с.
5. Уваров В.А., Лозовой Н.М. Определение сил в смесителе с изменяемой рабочей камерой периодического действия // *Вестник Белгородский Государственный Технологический Университет имени В.Г. Шухова*. – 2012. - №1. – С. 56-59.

Определение горизонтальной составляющей силы сопротивления перемещению рабочего органа дорожного катка, как фактора, влияющего на энергоэффективность процесса уплотнения

¹Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), г. Омск, Россия

²Омский государственный технический университет, г. Омск, Россия

Эффективность процесса уплотнения в первую очередь определяется тем, насколько хорошо энергия уплотнителя передается уплотняемой среде, находящейся в напряженно-деформированном состоянии и с какой скоростью накапливаются пластические деформации. Однако, немаловажную роль при оценке эффективности процесса уплотнения играют затраты мощности и энергии, затрачиваемых на преодоление сил сопротивления среды деформированию. Существенная часть этих потерь тратится на движение дорожной машины – уплотнителя.

В качестве исходных положений для изучения касательной составляющей силы сопротивления грунтовой среды деформированию будут использованы подходы и расчеты, выполненные в [1, 2].

Рассматривая динамическое деформирование грунта цилиндрическим штампом, моделирующим валец катка, в первом приближении, определим значения коэффициента уплотнения, который качественно характеризует технологический процесс уплотнения. Известно, что под коэффициентом уплотнения понимается отношение плотности уплотненного грунта к номинальной плотности, получаемой стандартным методом:

$$k_y = \frac{\rho}{\rho_{ном}} = \frac{V_{ном}}{V}, \quad (1)$$

где ρ , V – текущие значения плотности и объема уплотняемого грунта, получающиеся учетом остаточных деформаций, $\rho_{ном}$, $V_{ном}$ – номинальные значения.

В рассматриваемом случае для жесткого цилиндрического штампа, после снятия нагрузки грунт достаточно быстро релаксирует к новому состоянию равновесия, отвечающему его уплотненному состоянию. Этому состоянию соответствует остаточная деформация (заглубление) x^{pl}_0 и отвечающий ему угол α^{pl}_0 , которые позволяют вычислить текущий коэффициент уплотнения и плотность, также выступают в виде начального состояния для последующих циклов нагружения.

$$k_y = \frac{(R \cos \alpha_0 + h_0)^2 \tan \alpha_0 - \alpha_0 R^2}{(2R \sin \alpha_0 + h_0 \tan \alpha_0) h_0} \quad (2)$$

Отметим важность выражений (2), (3) для жесткости уплотняемого объема грунта при проведении численного решения системы уравнений динамики, описывающих взаимодействие рабочего органа катка и деформируемого грунта.

Грунт деформируется поступательно движущимися рабочими органами дорожных катков - цилиндрическими вальцами. При этом сила взаимодействия грунта с цилиндрическим рабочим органом не направлена вертикально вверх. Из-за наличия асимметрии сила имеет составляющую, направленную против движения рабочего органа. Это выполняется как при упругих деформациях грунта, так и при пластических. На ее преодоление затрачивается работа, которая представляет собой потери на горизонтальное перемещение рабочего органа, в нашем случае того самого цилиндрического штампа. Эта сила зависит от вида заглупления вальца в грунт и в случае симметричного заглупления отсутствует. Симметричному заглуплению соответствует случай при отсутствии поступательного движения [1].

Для обеспечения энергоэффективности процесса уплотнения грунтовых сред необходимо подбирать режим деформирования, определяемый минимальным количеством циклов приложения внешней силы и рациональной поступательной скоростью катка [4, 5]. В этом случае доля работы затраченной непосредственно на неупругое деформирование грунта должна быть максимальной, а доля потерь, в том числе и на преодоления силы сопротивления передвижению катка, минимальной.

Рассмотрим разложение силы сопротивления грунта деформированию по взаимно перпендикулярным осям, одна из которых направлена вертикально вверх, вторая – против направления движения. Для определения величин этих сил в ситуации, изображенной на рисунке 1, введем соответствующие обозначения для жесткостей $c_{\tau}(a_{01}, a_{02})$, $c_{\perp}(a_{01}, a_{02})$,

$$c_{\parallel}(\alpha_{01}, \alpha_{02}) = \int_{-\alpha_{02}}^{\alpha_{01}} d c(\alpha) \sin(\alpha) = \int_{-\alpha_{02}}^{\alpha_{01}} 2EI \frac{\sin(\alpha) d\alpha}{\ln \left(1 + 2 \frac{R(\cos \alpha_0 - \cos \alpha) + h_0}{R \cos \alpha} \right)} \quad (3)$$

$$c_{\perp}(\alpha_{01}, \alpha_{02}) = \int_{-\alpha_{02}}^{\alpha_{01}} d c(\alpha) \cos(\alpha) = \int_{-\alpha_{02}}^{\alpha_{01}} 2EI \frac{\cos(\alpha) d\alpha}{\ln \left(1 + 2 \frac{R(\cos \alpha_0 - \cos \alpha) + h_0}{R \cos \alpha} \right)} \quad (4)$$

Рассматривая ситуацию поступательного перехода рабочего органа к недеформируемым областям уплотняемой среды, можно сделать вывод о значениях углов следующим образом $\alpha^{pl}_0 = \alpha_{02} < \alpha_{01}$, при этом угол α^{pl}_0 зависит от величины накопленной пластической деформации в уплотненной области грунта. Это позволяет получить выражение для силы, действующей на рабочий орган со стороны грунта против направления движения и

тем самым оказывающей дополнительное сопротивление поступательному движению.

Симметричному случаю соответствуют значения жесткостей.

$$c_{\tau}(\alpha_{01}, \alpha_{02}) \Big|_{\alpha_{01}=\alpha_{02}} = 0, \tag{5}$$

$$c_{\perp}(\alpha_{01}, \alpha_{02}) \Big|_{\alpha_{01}=\alpha_{02}} = 2EI\Phi(\alpha_{01}). \tag{6}$$

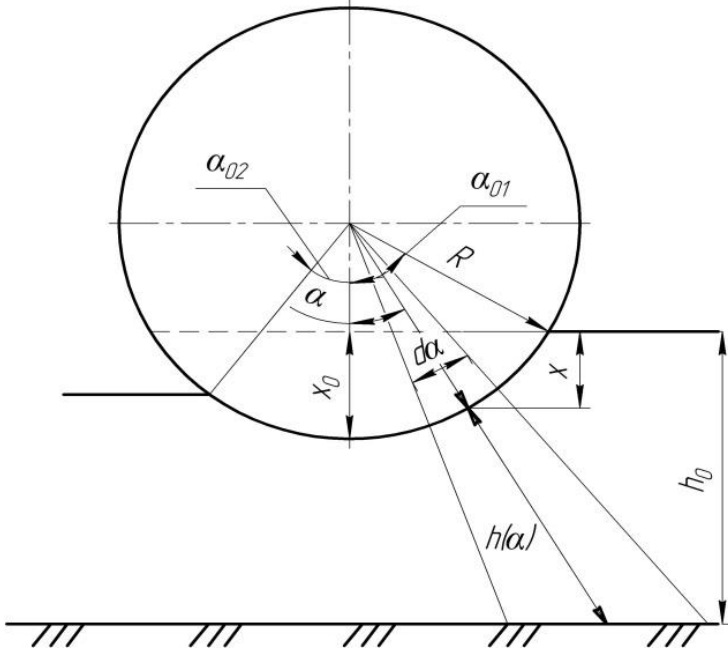


Рис. 1. Схема взаимодействия цилиндрического вальца с деформируемой грунтовой средой

Выразим эту составляющую силы через определенную выше переменную x_0

$$\begin{aligned} F_{\tau}(x_0) &= 2EI \int_0^{x_0} \frac{x \tan \alpha(x) dx}{R \sqrt{1 - (1 - x_0/R + x/R)^2} \ln \left(1 + 2 \frac{h_0 - x}{R - x_0 + x} \right)} = \\ &= 2EI \int_0^{x_0} \frac{x \sqrt{\frac{1}{(1 - x_0/R + x/R)^2} - 1} dx}{R \sqrt{1 - (1 - x_0/R + x/R)^2} \ln \left(1 + 2 \frac{h_0 - x}{R - x_0 + x} \right)}, \end{aligned} \tag{7}$$

и через переменную α

$$F_{\tau}(\alpha_0) = \int_0^{\alpha_0} x(\alpha) d\alpha \tan(\alpha) = 2EIR \int_0^{\alpha_0} \frac{(\cos \alpha - \cos \alpha_0) \tan(\alpha) d\alpha}{\ln \left(1 + 2 \frac{R(\cos \alpha_0 - \cos \alpha) + h_0}{R \cos \alpha} \right)} = 2EIR\Phi_{\tau}(\alpha_0) \tag{6}$$

Результат вычислений для функции $\Phi_{\tau}(\alpha_0)$ при различных геометрических параметрах рабочего органа и грунтового слоя приведены на рисунках 2 – 3.

Проведем оценку величины силы сопротивления горизонтальному смещению поверхности деформируемого грунта. Воспользуемся результатом, полученным для угла α_0 , предположив его равным $\pi/15$. В этом случае величина силы сопротивления может быть оценена по значению функции $\Phi_{\tau}(\alpha_0)$ при этом значении величины аргумента.

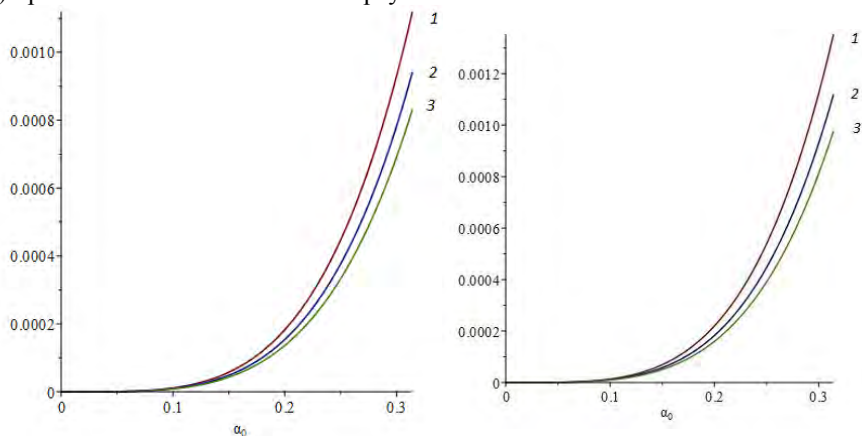


Рис. 2. График функции $\Phi_{\tau}(\alpha_0)$ для штампа радиуса $R=0,3$ м и $R=0,4$ м, соответственно 1- $h_0=0,3$, 2- $h_0=0,4$, 3- $h_0=0,5$ м

Указанная оценка при использованных для расчетов параметров грунта и рабочего органа дает $F_{\tau}(\pi/15)$ в диапазоне от 2 до 3 кН. Естественно, что с накоплением деформаций в грунте эта сила будет возрастать, оказывая все большее влияние на поступательное перемещение катка, увеличивая затраты энергии на процесс уплотнения. Используем формулу (2) для определения необходимого угла α_0 при заданных величинах толщины слоя грунта и радиуса штампа.

В случае суглинистого грунта начальную плотность принято считать 1870 кг/м^3 при номинальной

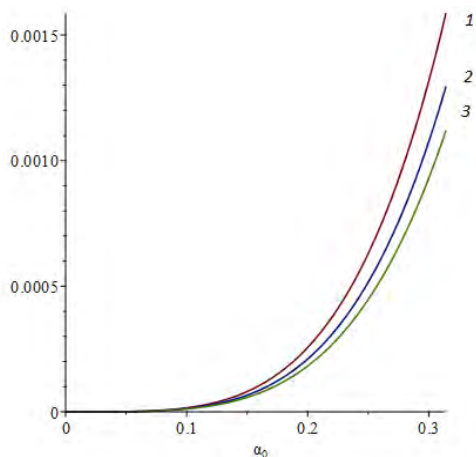


Рис. 3. График функции $\Phi_{\tau}(\alpha_0)$ для штампа радиуса $R=0,5$ м и слоя грунта толщины 1- $h_0=0,3$, 2- $h_0=0,4$, 3- $h_0=0,5$ м

плотности 2200 кг/м^3 . Угол α_0 определяется из условия

$$0,85 = \frac{(R \cos \alpha_0 + h_0)^2 \tan \alpha_0 - \alpha_0 R^2}{(2R \sin \alpha_0 + h_0 \tan \alpha_0) h_0}$$

Это уравнение является трансцендентным и может быть решено только численно. Решение дает значение угла $\alpha_0 \approx 0,5101$. Этому углу должна соответствовать диапазон силы сопротивления горизонтальному смещению поверхности уплотняемого грунта $F_r(0,5101) \in (35,5) \text{ кН}$, который, при существующих мощностях двигателей грунтовых катков (около 50–120 кВт), является неприемлемым. Такая сила сопротивления требует для своего преодоления очень высоких затрат мощности и соответственно энергии, не гарантируя требуемой степени уплотнения грунта.

Поэтому на практике грунтовый каток выполняет несколько проходов по одному следу исходя из требований одновременного выполнения условия (1) для заданного угла α_0 , и соответствующих значений величины накапливаемых уплотняемым грунтом неупругих деформаций [1, 6, 7]. При этом выбор скоростного режима уплотнителя, особенно в случае вибрационного уплотнения, может выбираться с учетом зависимостей касательной составляющей силы сопротивления грунтового слоя деформированию, полученных выше и графически представленных на рисунках. Практическое применение результатов исследования, позволяет определять энергоэффективные параметры работы дорожных катков, когда пластические деформации уплотняемого грунта максимальны, а мощность, затрачиваемая на передвижение машины минимальна. Исследования проводятся в рамках гранта Российского фонда фундаментальных исследований № 18-48-550005\18.

Список литературы

1. Калужский Я. А. Уплотнение земляного полотна и дорожных одежд: учеб. пособие/ Я. А. Калужский, О. Т. Батраков. – М.: Транспорт, 1971. – 159 с.
2. Анфимов В. А. Исследование комплексного уплотнения грунтов машинами на пневматических шинах: дис... канд. техн. наук/ В.А. Анфимов; ХАДИ. – Харьков, 1970. – 189 с.
3. Варганов С. А. Машины для уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов/ [С. А. Варганов, Г. С. Андреев, П. И. Марков и др.]. – М.: Машиностроение, 1981. – 240 с.
4. Saveliev S.V. Modeling of dynamic deformation of soil media by vibratory rollers in construction of transport objects / Published in: Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines (Dynamics), 2016. ISBN: 978-1-5090-4051-3. DOI: 10.1109/Dynamics.2016.7819078.
5. Mooney, M.A. and Rinehart, R.R. Field Monitoring of Roller Vibration during Compaction of Subgrade Soil// J. Geotech. & Geoenvironmental Engineering/ ASCE.–2007.–№133(2).– P. 257-265.

6. Форсблад Л. Вибрационное уплотнение грунтов и оснований/ Л. Форсблад; пер. с англ. И. В. Гагариной. – М.: Транспорт, 1987. – 188 с.
7. Савельев С.В., Михеев В.В. Механизация уплотнения грунтовых насыпей вибрационными катками с пневмошинными рабочими органами // Механизация строительства. № 3.: М. 2015, С. 4-7. <http://ms.enjournal.net/article/11628/>.
8. Хархута Н.Я. Уплотнение грунтов дорожных насыпей/ Н.Я. Хархута, Ю.М. Васильев, Р.К. Охраменко. – М.: Автотрансиздат, 1958. – 144 с.

Л.А. Сиваченко, А.Н. Хустенко

Энерготехнологический фактор в развитии строительного и дорожного машиностроения

Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Республика Беларусь

Строительное и дорожное машиностроение (СДМ) является одной из базовых отраслей современного машиностроения [1]. Особую группу составляют рабочие или технологические машины, обеспечивающие переработку материалов или окружающую среду с целью управляемого изменения их свойств или характеристик. Выпуск таких машин производится различными отраслями машиностроения, причем СДМ занимает здесь ключевую роль [2,3].

Влияние отрасли СДМ на национальную экономику чрезвычайно огромно и выражается рядом основополагающих факторов:

- обеспечение строительного комплекса необходимым оборудованием и техническими средствами для его эффективного функционирования;
- создание условий для комплексного энергосбережения на всех этапах технологических процессов;
- ресурсосбережение при выполнении всех стадий производственного цикла изготовления оборудования и его эксплуатации;
- решение проблем экологического характера и рационального природопользования;
- формирование общей прогрессивной научно-технологической сферы и инновационного развития в государственном масштабе;
- использование экспортного потенциала, снижение импортной зависимости и увеличение объемов торговли, включая сервис, проектирование и т.д.

Из перечисленных факторов остановимся на проблемах энергосбережения и будем их рассматривать в непосредственной связи с выполнением технологических функций машинами и комплексами, выпускаемые отраслью СДМ. При их анализе и оценке следует понимать, что отрасль СДМ

характеризуется огромным многообразием производимой ею продукции, прежде всего машин и оборудования, которая в различной степени отвечает условиям энергосбережения. Для этого требуется выделить приоритетные группы машин и рассмотреть их более предметно.

Так если оценивать СДМ с позиций их устойчивого развития, то только часть производимой отраслью продукции отвечает поставленным задачам, так как традиционные машины – бульдозеры, экскаваторы, краны, погрузчики и др. производят технологически простые работы, свойственные их основным функциям, в которых нет значительных резервов энергосбережения, так как их рабочие процессы отработаны и не связаны с углубленной переработкой сырья и материалов. При этом следует понимать, что мировые производители таких машин жестко контролируют рынок и конкурировать с ними у нас нет серьезных перспектив.

Другое дело, что в составе СДМ для промышленности строительных материалов (а также и ряда других отраслей) производится оборудование, технологические комплексы и заводы, к которым по критериям потенциала технологического энергосбережения можно отнести:

- комплексы для производства малотоннажных материалов и изделий, например, модифицируемых продуктов, специальных наполнителей или добавок, антикоррозийных составов, наноструктурных композиций и др.;
- универсальные комплексы для первичной переработки влажных сырьевых материалов, например, мела или глины;
- набор оборудования для полномасштабной массоподготовки при производстве силикатных материалов, керамических изделий, извести и ряда других материалов;
- многофункциональные энергоэффективные агрегаты для помола сырьевых материалов и прошедших операции обжига продуктов;
- принципиально новые агрегаты для тепловой подготовки и обжига строительных материалов, прежде всего цемента, извести и керамических изделий;
- технологические комплексы для производства листовых материалов, трубной продукции, волокон, пленок и др.;
- бетоносмесительные заводы нового поколения;
- заводы по производству теплоизоляционных материалов повышенной энергоэффективности;
- универсальные транспортные системы.

Это далеко не полный перечень перспективных в вопросах энергосбережения машин и оборудования, входящих в производственную сферу отрасли СДМ. Для реализации этого направления требуются не только финансовые и материальные ресурсы, но и конкретные организационные действия. К сожалению, в странах ЕАЭС эти планы пока не входят в круг интересов правящих элит.

Концептуальной базой для обоснования необходимости комплексного энергосбережения в том числе неучтенных ранее и не рассматриваемого в программных документах потенциала, может служить энерготехнологическая концепция (ЭТК) устойчивого развития [4]. Ее суть заключается в целостном рассмотрении всех вопросов переработки материалов, используемых для удовлетворения потребностей человека, анализа состояния и резервов совершенствования технологий и оборудования на основе достижений науки и техники, критической оценки организационных методов реализации с учетом исторического опыта, выбора основных путей развития и выбора приоритетов для их практического использования.

Методической базой для обоснования реальных возможностей технологического энергосбережения, по нашему мнению, могут быть следующие направления [4, 5]:

- методы технологической вибротехники и ударных механизмов воздействия на перерабатываемую среду;
- адаптивные методы переработки сырья и материалов, основанные на приспособленности поведения рабочих органов машин к их свойствам;
- методы физико-химической механики, обеспечивающие особые условия поведения обрабатываемой среды и управляемых закономерностей изменения ее свойств;
- вариативные подходы в организации и проведении технологических процессов, учитывающих изменение свойств обрабатываемых материалов на различных стадиях производства и взаимосвязи их проведения;
- аномальные эффекты технологических процессов, т.е. физические, химические и технологические изменения поведения обрабатываемых материалов в период их переработки;
- прямое использование энергии ветра в технологических процессах «холодной» сушки сырьевых материалов, измельчения, получения сжатого воздуха для пневмотранспорта и т.д.

Немаловажную роль в организации процессов производства ряда продуктов, изделий и материалов может оказать оценка передового уровня развития соответствующих предприятий, в том числе включая отдельные виды базовых машин и агрегатов [7]. Например, если взять производство цемента, извести или керамических изделий, то резервы по экономии топлива и электроэнергии составляют 30...40%. И это только на основе известных решений и достигнутого уровня. Аналогичные показатели реализуемы и по другим направлениям: производстве силикатных изделий, в технологиях бетона и асфальтобетона, изготовлении лакокрасочных материалов, переработке практически всех видов отходов и т.д.

В Союзном государстве Беларуси и России практически отсутствуют совместная кооперация в области СДМ. Так, Могилевский завод «Строммашина», который был флагманом в Советском Союзе по выпуску оборудования, для производства керамических, асбестоцементных и ряда

рулонных материалов, сегодня перебивается случайными заказами. В Министерстве промышленности РБ просто нет профессиональных управленцев, которые понимали суть проблемы и что-то делали по ее устранению. Не лучше ситуация и в Российской Федерации. Главными причинами такого положения можно считать чиновничью бюрократию в Беларуси и частную собственность в России. Здесь нужно искать соответствующие методы их «принуждения» к организации рациональной модернизации производства и соблюдения социальной справедливости.

Отрасль строительного и дорожного машиностроения является одной из основных в составе мировой машиностроительной промышленности. Технический уровень, объемы и качество производимой ею продукции определяют эффективность как строительного комплекса, так и многих смежных ведомств и производств, в частности, энергетики, транспорта, ЖКХ. Для кардинального улучшения сложившейся ситуации имеется большой набор организационных решений [4,7] и одним из них может быть энерготехнологический фактор повышения эффективности отрасли СДМ как чрезвычайно важного для отечественной экономики.

Список литературы

1 Николаев, С.М. Концепция ускоренного развития Российского строительного-дорожного машиностроения с участием Минпромторга России / С.М. Николаев // Строительные и дорожные машины. – 2007. – №2. – С. 4-8.

2 Сиваченко, Л.А. Технологический потенциал машиностроения / Л.А. Сиваченко // Строительные и дорожные машины. – 2018. – №3. – С. 3-14.

3 Сиваченко, Л.А. Технологический потенциал машиностроения / Л.А. Сиваченко // Строительные и дорожные машины. – 2018. – №4. – С. 3-11.

4 Сиваченко, Л.А. Технологическое машиностроение – инновационный резерв мировой экономики / Л.А. Сиваченко, Т.Л. Сиваченко. – Могилев: Бел.-Росс. ун-т, 2017.– 254 с. : ил.

5 Энерготехнологические проблемы дезинтеграторных технологий в промышленности строительных материалов и пути их решения / Л.А. Сиваченко [и др.] // Энергоэффективность. – 2014. – №12.– С. 22-25.

6 Сиваченко, Л.А. Прямое использование энергии ветра в технологических процессах / Л.А. Сиваченко, А.В. Балабенко Т.Л. Сиваченко // Энергоэффективность. – 2016.– №12.– С. 24-27.

7 Сиваченко, Л.А. Технологические пределы с максимальным потенциалом энергосбережения / Л.А. Сиваченко [и др.] // Энергоэффективность. – 2015. – №10.– С. 24-30.

Повышение надежности и безопасности работы АГП

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

Автомобильных гидравлический подъемник (АГП) будем рассматривать как сложную динамическую систему, состоящую из механизмов и приводов с учетом разнообразия связей между элементами системы, влияния внешней среды, технологических условий работы.

Определение структуры АГП как сложной динамической системы позволяет провести анализ:

- какие структурные единицы (подсистемы, элементы) и какие связи часто выходят из строя или требуют ремонта;

Таблица 1. Исходные данные по ремонту одного подъемника в течение одного года.

Ремонт ДВС	Кол-во заявок	Продолжительность ремонта
Сцепление	4	28,28
Стартер	2	3,09
ДВС	7	308,13
Карбюратор	1	4,2
Система охлаждения	1	24,58

Ремонт гидросистемы	Кол-во заявок	Продолжительность ремонта
Гидроцилиндр	4	179,07
Магистраль	6	261,38
Гидрораспределитель	2	189,55
Клапан	2	108,7
Насос	1	98,88
Гидромотор	1	167,5

Ходовая часть:	Кол-во заявок	Продолжительность ремонта
Ремонт глушителя	1	7,36
Ремонт рессоры	1	56,97
Замена покрышек	1	5,15
Ремонт тормозов	1	69,46
Ремонт и сварка заднего бампера	1	9
Ремонт люфта переднего колеса	1	42,9
Течь бака	1	2,7
Ремонт и сварка переднего крыла	1	5,08

На строительном объекте АГП работает в 1,5 сменном режиме (12 часов) в течении года. Отсюда можно вычислить работу машины за год:

$$12 \times 5 = 60 \text{ч} - \text{кол-во часов работы в неделю}$$

Тогда в месяц будет 240 часов. Учитывая коэффициент $K_n = 0,8$, в течении года количество часов работы АГП будет равно 2304ч.

По паспорту автогидроподъемника, срок службы механизма 20 лет. Тогда срок службы машины равен:

$20 \times 2304 = 46080 \text{ч}$ – кол-во часов работы за весь срок службы машины в 1,5 сменном режиме работы.

Исходя из этих данных мы можем определим интенсивность (λ) отказов АГП за период одного года (2016).

$$\lambda = \frac{m(\Delta t)}{N \cdot \Delta t};$$

λ -интенсивность отказов машины;

$m(\Delta t)$ - число отказов машины за Δt ;

N - количество элементов отказавших во время работы машины за Δt .

Следовательно мы можем найти интенсивность восстановления (μ).

$$\mu = \frac{1}{(T_{ож} + T_{рем}) / N};$$

$T_{ож}$ - время ожидания с момента возникновения неисправности и до начала ремонта;

$T_{рем}$ - время, затрачиваемое на ремонт.

Коэффициент загрузки ψ равен отношению интенсивности отказов к интенсивности восстановления, т.е.:

$$\psi = \frac{\lambda}{\mu};$$

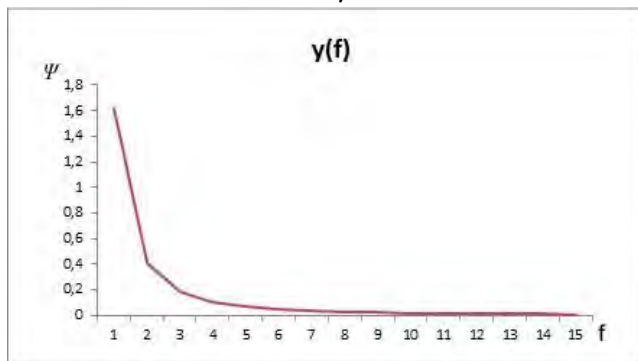


Рис. 1. Зависимость отношения интенсивности отказов к интенсивности восстановления от количества заявок на ремонт ДВС

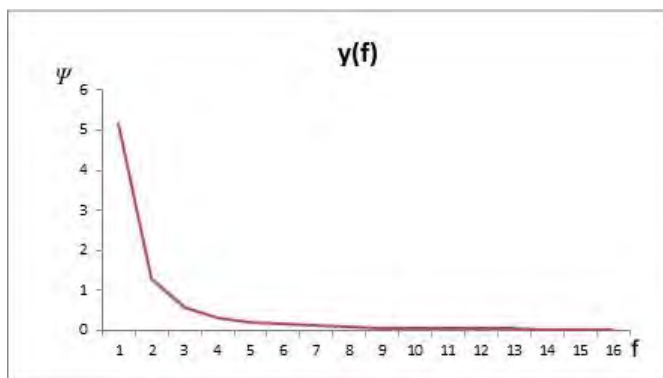


Рис.2. Зависимость отношения интенсивности отказов к интенсивности восстановления от количества заявок на ремонт гидросистемы

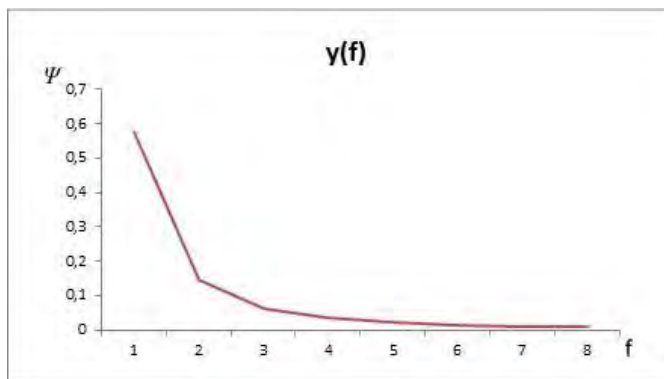
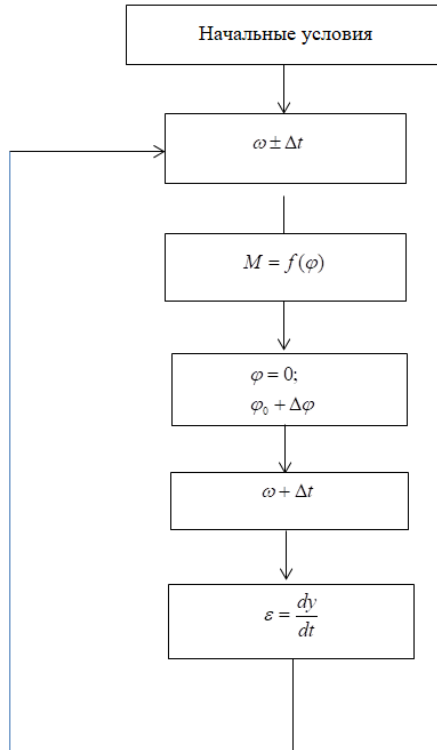


Рис.3. Зависимость отношения интенсивности отказов к интенсивности восстановления от количества заявок на ремонт ходовой части

Суммарная нагрузка на механизм складывается из статической и динамической нагрузок. Гидропривод автомобильных подъемников, как правило, включает насос с постоянной производительностью. В шарнирно-сочлененном автомобильном подъемнике скорость подъема зависит от угла поворота. Необходимо определить как влияет изменение скорости на динамические характеристики движения шарнирно-сочлененных секций автомобильного подъемника.

Была получена зависимость изменения положения штока гидроцилиндра от угла поворота шарнирно-сочлененной секции угла поворота.

Алгоритм расчета:



Расчет давления:

$$p_a = \frac{F}{A_a} = \frac{F_{\text{тол}} + m_1 g}{A_a};$$

$$p_b = \frac{F}{A_b} = \frac{F_{\text{мян}} + m_2 g}{A_b};$$

A_a - площадь поршня гидроцилиндра;

A_b - площадь штоковой полости гидроцилиндра;

m_i - приведенная масса к штоку гидроцилиндра.

Согласно условию неразрывности течения, имеем:

$$Q_{PA} = \mu_s \cdot f_{PA}(y) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_n - p_A|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_A)$$

$$Q_{PB} = \mu_s \cdot f_{PB}(y) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_n - p_B|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_B)$$

f - площадь проходного сечения золотника;

μ - вязкость рабочей жидкости;

p_n - давление насоса.

Посчитаем момент инерции для каждого колена:

$$I_i = \frac{m(l_i^2 + l_i l_j + l_j^2)}{3};$$

Расчет ускорения проводим по формуле:

$$\frac{d^2}{dt^2} \varpi(t) = \frac{Aa pa ha}{Ia} - \frac{Ab pb hb}{Ib} + \frac{mg hl}{I_l};$$

$$\varpi(t) = \frac{1}{2} \left(\frac{Aa pa ha}{Ia} - \frac{Ab pb hb}{Ib} + \frac{mg hl}{I_l} \right) t^2 + C_1 t + C_2;$$

Расчет координат:

$$X_i = l_i \cos \alpha \pm l_j \cos \beta;$$

$$Y_i = l_i \sin \alpha \pm l_j \sin \beta;$$

Определив скорость хода штока по формуле $v = \frac{Q}{A_n}$. Мы рассчиты-

ваемся $U_{нов}$ и ω :

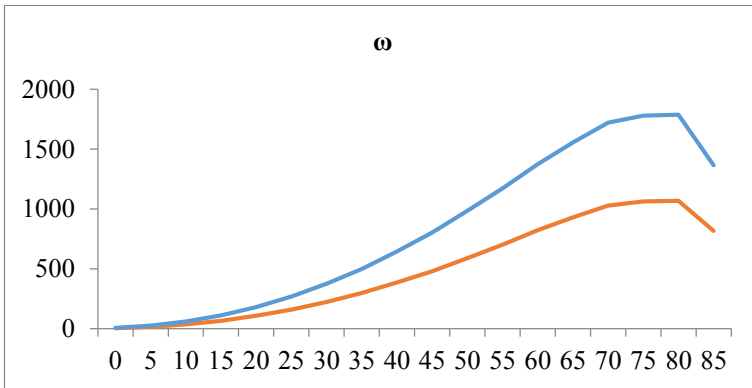


Рис. 4. Диаграмма угловой скорости поворота колен АГП

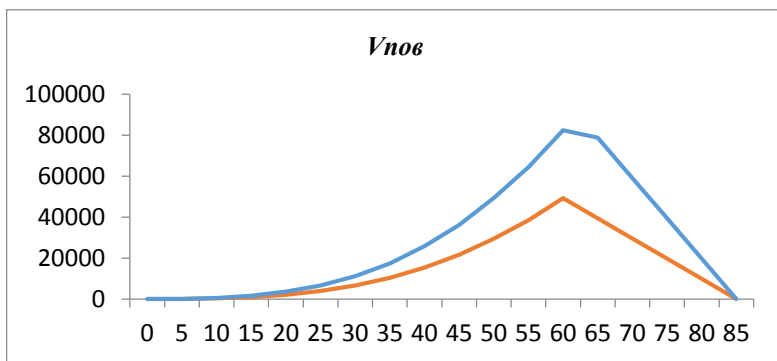


Рис. 5. Диаграмма скорости поворота колен АГП

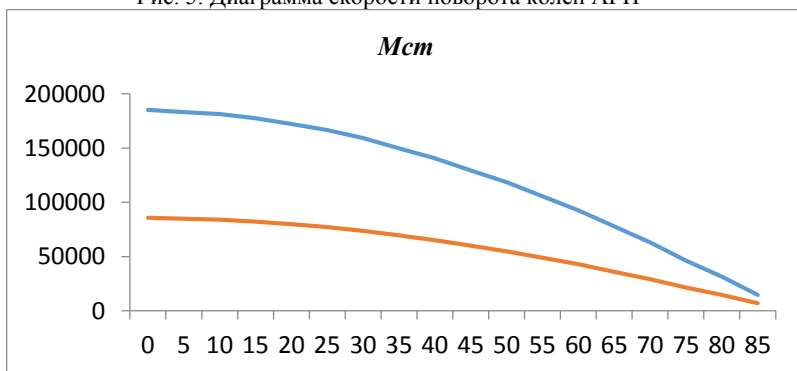


Рис. 6. Диаграмма статического момента АГП

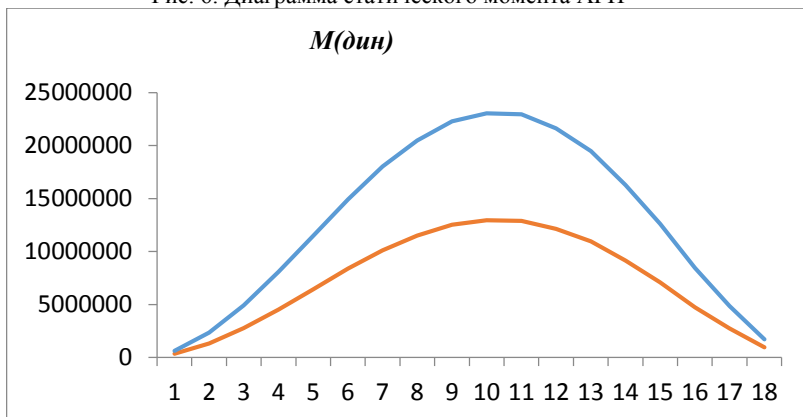


Рис. 7. Диаграмма динамического момента АГП

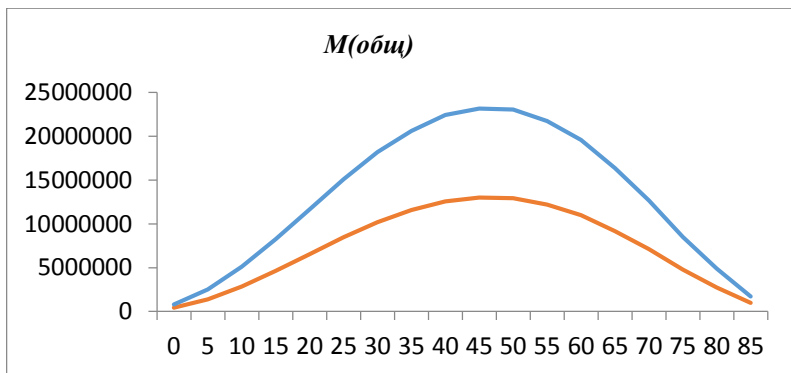


Рис. 8. Диаграмма общего момента АГП

Выводы:

Полученные данные позволят нам определить необходимый закон изменения расхода, который обеспечит равномерное перемещение колен стрелы, как следствие минимальной динамической нагрузки и уменьшить коэффициент динамичности.

Из статистики проведенных видов работ по ремонту и наладке автогидроподъемника за год эксплуатации, видно что около 41% ремонтных работ приходится на гидравлическую часть. Следовательно мы можем сделать выводы, что с таким процентом выхода из строя (подсистемы, элементов) гидравлической системы, значительно снижают долговечность и безопасность эксплуатации АГП.

Для повышения долговечности, безопасности и надежности работы АГП. Следует снизить динамические нагрузки, для уменьшения динамических нагрузок необходимо либо установить регулируемый гидронасос, либо систему пропорционального управления гидроцилиндром по ускорению или по усилию.

Список литературы

1. Густов Ю.И., Воронина И.В., Орехов А.А. Методология исследования трибомеханических показателей строительной техники. // Механизация строительства. 2011. №8. С.10-12.
2. Теличенко В.И., Васильев В.Г. Исследование спектра импульсов в бетонной смеси при ударно-вибрационном формовании // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2017. №4. С. 80-85.
3. Густов Д.Ю., Романец В.А. Экскаватор для работ в затопленной местности. Конструкция подъемной рамы // Механизация строительства. 2016. № 11. С. 9–12.

4. Густов Ю.И., Степанов М.А., Кайтуков Б.А. Анализ конструктивно-расчетных схем бетоносмесителей // Механизация строительства. 2013. № 12, с. 30–31.
5. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Степанов М.А. Метод разделения железосодержащего минерального сырья. Научное обозрение. 2013. № 12. С. 99–101.
6. Густов Ю.И., Густов Д.Ю., Воронина И.В. Анализ зависимостей для определения статической твердости металлических материалов конструкций и техники // Механизация строительства. 2015. № 3 (849). С. 38–40.
7. Севрюгина Н.С., Божанов А.А. Ресурсная модернизация самоходных машин. Известия Орловского государственного технического университета. Серия: Строительство и транспорт. 2006. № 1-2. С. 77–80.
8. Дроздов А.Н., Степанов В.В., Немков С.А., Федоров Д.В. Уточненная модель компрессионно-вакуумного ударного механизма ручных электрических перфораторов // В сборнике: Интерстроймех 2014 Материалы Международной научно-технической конференции. 2014. С. 218–219.
9. М.А. Степанов, А.В. Мечиев. Повышение надежности лифта при нормальной эксплуатации // Научное обозрение. 2014. № 7. С. 148.
10. М.А. Степанов, А.В. Мечиев. Анализ неисправностей при эксплуатации лифтов // Механизация строительства. 2014. № 12. С. 44–46.
11. Ковальский В.Ф., Чалова М.Ю., Федасов Д.С., Параметрическая оптимизация гидроприводов строительных и путевых машин / Механизация строительства. 2017. № 12 С. 32.

Я.И. Тюрин, К.П. Мандровский

Оценка влияния характеристик транспортных перемещений на длительность рабочего цикла фронтального погрузчика

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, Российская Федерация

При транспортировке грузов фронтальными погрузчиками с телескопической стрелой и подвешенным к концу стрелы грузом существует постоянный риск возникновения потери устойчивости.

Позиционирование телескопической стрелы в процессе перемещения грузов осуществляется оператором погрузчика вручную, исключая применение различных средств автоматизации, а визуальный контроль, проводимый оператором, не позволяет достигнуть оптимального движения рабоче-

го оборудования. Безопасным выполнение рабочего процесса может считаться только тогда, когда устойчивое положение погрузчика сохраняется на протяжении всего времени рабочего цикла.

Теория оптимального управления

Поиск оптимального режима движения рабочего оборудования и режима прямолинейного движения погрузчика может считаться важной задачей проведения безопасных работ [1,2]. Существует необходимость в создании интеллектуальной системы по автоматизированному подбору режима движения рабочим оборудованием погрузчика (в особенности, беспилотного) при выполнении производственных задач.

Предполагается, что система автоматизированного контроля устойчивости (САУ) фронтального погрузчика должна будет самостоятельно производить оптимизацию набора различных характеристик транспортных перемещений погрузчика, которые будут способствовать максимально эффективному выполнению работ. Оптимизация такой системы может считаться как многокритериальная и подразумевает в себе нахождение величин оптимизируемых параметров по ряду критериев [3; 4].

При перемещении возникает изменение опорных реакций на шасси погрузчика, что может объясняться следствием появления дополнительных динамических нагрузок [5; 6]. При выполнении производственных работ, фронтальный погрузчик может быть статически устойчив в том случае, если шасси погрузчика не отрывается от опорной поверхности на протяжении всего времени цикла; динамически устойчив – когда шасси погрузчика незначительно раскачивается вокруг ребра опрокидывания и возвращается в исходное (устойчивое) положение.

Когда нагрузки в местах контакта шасси погрузчика с опорной поверхностью равны нулю, резко возрастает вероятность выхода равнодействующей силы тяжести за границы опорного контура погрузчика, и задача предполагаемой системы заключается в обеспечении статической устойчивости погрузчика.

Исследование динамических и кинематических связей погрузчика рационально проводить на виртуальных моделях [7]. Этим значительно снижается трудоёмкость выполнения исследования, как с финансовой точки зрения, так и с точки зрения объективности – является возможным получить правдоподобные данные на основании изучения детализированной компьютерной модели [8,9].

Процесс перемещения груза фронтальным погрузчиком (рис. 1) представлен следующим алгоритмом:

1. В неподвижном состоянии в исходном положении погрузчик захватывает груз и устанавливает требуемый (начальный) угол наклона стрелы;
2. Погрузчик начинает ускоренное движение, одновременно опуская стрелу с грузом;

3. Через 10 секунд после начала движения погрузчик начинает торможение, продолжая опускать стрелу с грузом;

4. Погрузчик останавливается в конечной точке движения, продолжая опускание стрелы с грузом до момента касания грузом опорной поверхности.

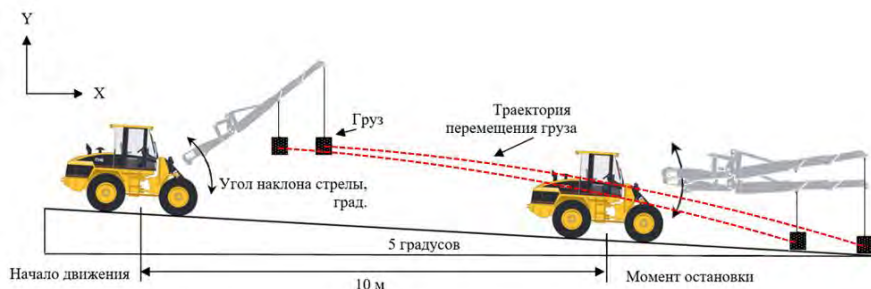


Рис. 1. Предполагаемые траектории перемещения груза колесным фронтальным погрузчиком с телескопической стрелой

Исследование времени цикла

Определение времени рабочего цикла фронтального погрузчика в системе EULER подразумевает в себе варьирование угла наклона стрелы погрузчика и начального значения ее наклона, при условии, что погрузчик будет сохранять устойчивость в течение всего времени перемещения груза. Оценив время транспортного перемещения груза, мы определим время рабочего цикла погрузчика и траекторию перемещения груза.

Варьируемые параметры: скорость опускания стрелы с грузом, начальный угол наклона стрелы. Варьирование начальных значений и приращений данных параметров происходит в области, ограниченной предельными значениями данных параметров (экстремумы), обеспечивающих устойчивое положение погрузчика на протяжении всего времени исследования, и образующих «верхние» и «нижние» границы устойчивости.

Формирование исходных и выходных параметров для исследования времени цикла в случае минимального вылета стрелы представлено в таблице 1. Поскольку стрела с грузом погрузчика продолжает опускаться с самого начала движения и останавливается в момент касания основанием груза опорной поверхности, т.е. на протяжении всего времени цикла, значения вертикальных перемещений точки подвеса каната к стреле будут постоянно изменяться. Таким образом, по скорости изменения вертикальных перемещений проекций точки подвеса возможно исследовать время цикла, т.е. чем раньше груз коснется опорной поверхности – тем меньше будет время цикла.

Таблица 1. Исходные данные

Параметр	Начальное значение	Приращение
Масса груза, кг	4300	
Вылет стрелы, м	3,3	
Длина каната, м	2,0	
Жесткость каната, кН/м	100	
Скорость опускания стрелы, град/с	0,5	0,45
Начальный угол подъема стрелы, град.	45,0	0,45
Количество итераций	4	
Время испытаний, с	50	

Результаты исследования представлены на графике (рис. 2) и таблице 2.

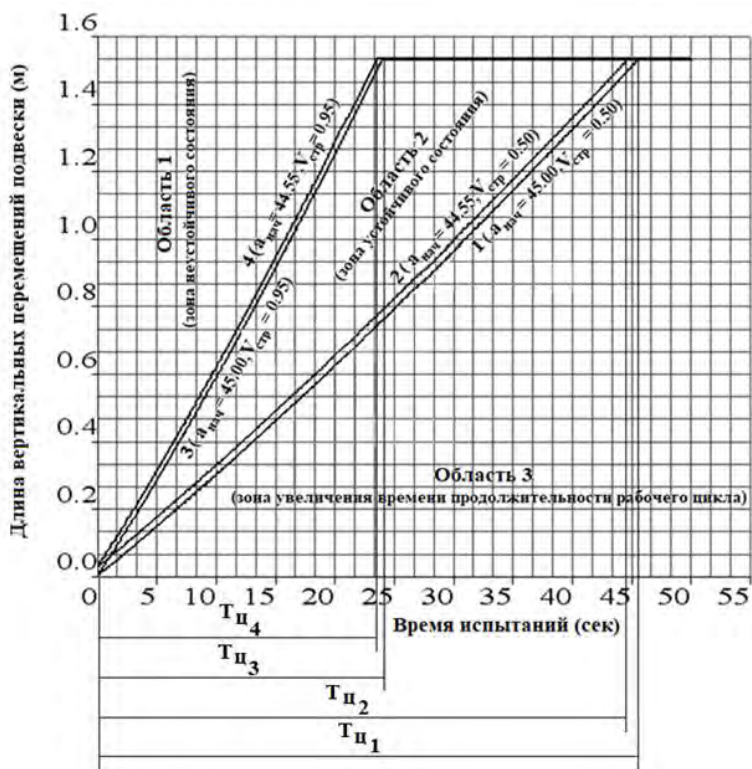


Рис. 2. Исследование времени цикла в случае минимального вылета стрелы:
 1,2 – графики для определения «нижней» границы устойчивости;
 3,4 – графики для определения «верхней» границы устойчивости.

Таблица 2. Варьирование параметров

	Таблица значений варьируемых параметров			
	Номер итерации			
	1	2	3	4
Скорость опускания стрелы (Vстр), град/с	0,50	0,50	0,95	0,95
Начальный угол подъема стрелы (анач), град.	45,00	44,55	45,00	44,55

Исходя из полученных результатов, представленных на рис. 2, можно заметить, что длина проекций вертикальных перемещений точки подвеса груза по оси Y достигает значения в 1,5 м. Существует большое множество возможных итераций, включающих перебор самых различных комбинаций варьируемых параметров. Представленные 4 итерации устанавливают границы **области 2** (зона устойчивого состояния), ограниченной графиками итераций 4-3 (слева) – «верхняя» граница устойчивости, и 1-2 (справа) – «нижняя» граница устойчивости, и определяют допустимый диапазон времени проведения рабочего цикла Tцi погрузчика при сохранении устойчивого положения погрузчиком в течение всего времени исследования. Графики итераций 4 и 3 показывают значительное более быстрое проведение рабочего цикла, однако, итерация 4 показывает немного быстрое выполнение работ со скоростью опускания стрелы в 0,95 град/сек и начальном угле подъема стрелы в 44,55 град. (время цикла Tц4 составляет 23,33 секунды). В случае более быстрого проведения работ, с попаданием («подъемом») графика изменения длины вертикальных перемещений в **область 1** (зона риска возникновения неустойчивого состояния), существует повышенный риск опрокидывания погрузчика в процессе перемещения по опорной поверхности. Если график изменений длины вертикальных перемещений будет стремиться («снижаться») в **область 3** (зона увеличения времени продолжительности рабочего цикла) – устойчивое положение погрузчика гарантируется, однако, резко возрастет время выполнения цикла. Графики итераций 1 и 2 показывают заметно более продолжительные значения времени проведения рабочего цикла с отставанием от показателей итераций 3-4 в приблизительно 22,5 секунд. Промежуточные результаты демонстрируют, что даже незначительное изменение режима движения рабочего оборудования погрузчика может заметно сказаться на продолжительности выполнения операций.

Транспортировка грузов фронтальными погрузчиками сопровождается постоянным риском потери устойчивости, что может привести к образованию аварийных ситуаций. Позиционирование рабочего оборудования оператором погрузчика выполняется вручную, без использования автоматизированных средств, тем самым повышая риск возникновения аварий, а время, расходуемое на ручное управление погрузчиком, может заметно повысить продолжительность выполнения работ, что отрицательно скажется на

эффективности использования. Работа предполагаемой автоматизированной системы по контролю рабочего процесса погрузчика подразумевает в себе интеллектуальный и независимый подбор оптимизируемых характеристик транспортных перемещений для конкретных режимов эксплуатации. Тем самым, оптимизируется как время цикла, так и длина траектории перемещения груза, и обеспечивается устойчивое положение погрузчика. Промежуточные результаты демонстрируют, что даже незначительное изменение режима движения рабочего оборудования погрузчика может заметно сказаться на продолжительности выполнения операций. Методика проведения исследования, использованная в ходе данной работы, позволяет оценить динамику движений как самого погрузчика, так и его составных звеньев, что, одновременно, позволяет сделать дополнительный шаг в сторону развития комплексного автоматизированного управления в режиме транспортных перемещений.

Список литературы

1. Мандровский, К.П. Оптимизация опорного контура колёсной машины, оснащённой манипуляторным оборудованием, для повышения её устойчивости / К.П. Мандровский, Я.И. Тюрин // Вестник машиностроения. – 2017. – № 10 – С. 33-34.
2. Mandrovskiy, K.P. Optimizing the support polygon of a wheeled excavator in terms of stability / K.P. Mandrovskiy, Y.I. Tyurin // Russian Engineering Research. – 2018. – Vol.38. – № 1. – P. 19-21.
3. Антонов, А. Теория и практика автоматического управления в робототехнике / А. Антонов // Современная электроника. — М., 2015. — №4. — С. 16-20
4. Коновалов, Б.И. Теория автоматического управления : Учеб. пособие / Б.И. Коновалов, Ю.М. Лебедев ; Томск. гос. ун-т систем управления и радиоэлектроники. — 2-е изд., испр. — Томск : ТУСУР, 2007. — 205 с.
5. Мандровский, К.П. Режимы движения как инструмент контроля динамической устойчивости дорожных и строительных машин с грузоподъёмным рабочим оборудованием / К.П. Мандровский // Подъемно-транспортное дело. – 2016. – №6. – С. 2-7.
6. Мандровский, К.П. Оценка динамической устойчивости в мониторинговой системе управления технико-экономической эффективностью дорожных машин / К.П. Мандровский // Вестник Донского государственного технического университета. – 2016. – Т.16. – №2(85). – С. 69-76.
7. Шестопалов, К.К. Основы автоматизированного проектирования: учебн. пособие / К.К.Шестопалов, А.Н.Новиков. - М.: МАДИ, 2004. - 78 с.
8. Гайдук, А.Р. Теория автоматического управления: Учеб. для вузов направления подготовки "Автоматизированные технологии и производства". — М. : Высшая школа, 2010. — 414 с. : ил. — Библиогр.: с. 405.

9. Информационно-навигационные системы управления подвижными единицами // Автоматизир. системы упр. на автомобил. трансп. : учебник / под ред. А.Б.Николаева. - М., 2011. - С. 155-182.

И.Л. Ципурский

О работе канатного двух челюстного ковша грейфера

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет", г. Москва, Россия

Для массовой перегрузки сыпучих материалов (песок, щебень, гравий, мел, дробленые породы и многие другие) широкое применение находят много челюстные ковши общего назначения - **грейферы**. Челюсти (от двух до восьми) для перегрузки зачерпываемого материала имеют серповидную форму и шарнирно закреплены на цилиндрической нижней траверсе. Вместимость двух челюстных канатных грейферов для сыпучих материалов, согласно действующего ГОСТ 24599-87, составляет от 0,4 до 10 м³. Числовые значения объемов ковша данным ГОСТом не нормализуются, но в нем указано, что их надо выбирать из ряда 40R (показатель геометрической прогрессии 1,06) по ГОСТ 8032-77 на ряды предпочтительных чисел. Увеличенная градация способствует изготовлению большего количества разного объема ковшей, предназначенных для **перегрузки** различного рода материалов [13]. В то же время грейферный ковш является одним из типов сменного рабочего оборудования универсального экскаватора [4]. Однако ГОСТ 24599-87 не распространяется на грейферы, предназначенные для зачерпывания грунта под водой и на **копающие** канатные грейферы для разработки грунтов. Говоря о грейферах, в технической литературе [1;4] выделяют два основных типа, принципиально отличных по назначению и выполняемой работе. К первому типу относят **грейферные ковши**, основная цель которых - копание грунта. Ко второму - **грейферные захваты**, предназначенные для осуществления погрузочно-разгрузочных работ. Одной из причин подобного обстоятельства следует считать различие процессов происходящих непосредственно при **зачерпывании** сыпучего материала и при **копании** плотного грунта [10;11].

При погрузо-разгрузочных работах сыпучих грузов весь **зачерпываемый** материал активно вовлекается в операцию зачерпывания [7;8] и процессы, происходящие в сыпучей среде при зачерпывании, являются существенно не линейными. Механика сыпучего тела и математическая модель пластического течения сыпучей среды разработана достаточно подробно. Среда, в которой отсутствует начальное сцепление, называется идеально-сыпучей; среда, в которой отсутствует трение между частицами, называет-

ся идеально-вязкой. Для среды с большой вязкостью, что является частным случаем пластической среды, имеется функциональная зависимость между касательными и нормальными сопротивлениями, которая для идеально вязкой среды может быть равна некоторой постоянной величине. Эти общеизвестные положения предельного равновесия любой среды показывают, что ее сопротивление разрушению зависит в значительной мере от величины сцепления. Поэтому очевидно, что **копание** грунта ковшем грейфера требует больших удельных энергетических затрат, чем **зачерпывание** сыпучего материала (Табл.1).

Таблица 1. Удельные сопротивления и энергоёмкость процесса зачерпывания

Наименование материала	Условная группа	Плотность γ , т/м ³	$K_{зач}$, кПа	C_0 , кДж/м ³
Сухой песок, рыхлая земля	I	1,2 ÷ 1,4	20 ÷ 30	60
Мелкий гравий, разрыхленные суглинки и глины	II	1,3 ÷ 1,6	30 ÷ 60	120
Хорошо дробленый известняк и мел, крупный гравий и щебень	III	1,5 ÷ 2,0	60 ÷ 80	200
Дробленные каменные породы	IV	1,8 ÷ 3,0	80 ÷ 100	280

Локальные сопротивления, возникающие при зачерпывании сыпучего материала, можно условно заменить общим сопротивлением R , приложенным к кромке челюсти. Необходимую величину силы врезания челюсти в насыпной материал $R_{зач}$ для преодоления сопротивления R можно определить, пользуясь данными эксперимента [3] по формуле:

$$R_{зач} = K_{зач} \cdot F, \text{ кН}$$

где $K_{зач}$ – удельное сопротивление материала зачерпыванию, кН/м² (кПа);

F – площадь поперечного сечения слоя зачерпываемого материала, в момент смыкания челюстей, м².

Максимальное значение площади этого сечения имеет место в момент полного замыкания челюстей, когда горизонтальная составляющая T совпадает с силой зачерпывания $R_{зач}$ по направлению (но в разные стороны) и величине, а вертикальная T_1 по данной методике расчета превращается в ноль.

Естественно, что на усилие зачерпывания влияет вес ковша и кратность полиспада.

При гибкой подвеске грейфера на канатах внедрение челюстей в зачерпываемый материал и дальнейшее заполнение грейфера в процессе смыкания челюстей осуществляется под действием силы тяжести (веса) грейфера. Поэтому правильный выбор массы грейфера является особо важным. Методы определения собственной массы грейфера проводят на основе данных, отображающих опыт эксплуатации работающих грейферов, и

аналитических данных, в которых в той или иной степени учитывают влияние различных факторов на процесс зачерпывания. Глубина погружения раскрытых челюстей грейфера в материал зависит от плотности материала, массы грейфера, а также от кинетической энергии при его падении в начале самого процесса зачерпывании сыпучего материала. Каждому материалу определенной плотности соответствует своя оптимальная масса грейфера, диапазон которой условно может быть разделен на четыре типа: легкий – для зачерпывания материала с объемной массой 600-1100, средний – 1200-1900, тяжелый – 2000-2200 и очень тяжелый – 2300-2800 кг/м³. Вес ковша G устанавливается в прямой зависимости от его вместимости q и плотности перегружаемого материала γ . Упрощенной зависимостью для определения массы ковша грейфера ($m_{гр}$) в функции от его вместимости (q), коэффициента ($K_{гр}$), учитывающего степень трудности производимых грейфером работ и плотности перегружаемого материала (γ) является: $m_{гр} = K_{гр} \cdot q \cdot \gamma$, которая позволяет установить его вес (G_k). Зависимость между собственным весом и вместимостью грейфера может быть выражена [5] следующим соотношением: $G_k = K_t \cdot q + 0,5$, где: K_t - коэффициент равный для легкого типа грейфера-0,8, для среднего-1,5, для тяжелого-2,3 и для очень тяжелого типа этот коэффициент равен-3,0. Существуют рекомендации по установлению веса грейферного ковша в функции от его вместимости в виде криволинейных графиков [8].

Грейферы для перегрузки сыпучих материалов могут устанавливаться на краны практически любой грузоподъемности, при этом собственная масса грейфера G имеет прямую зависимость от грузоподъемности крана Q и не может быть больше чем $0,6Q$.

Доля массы порожнего грейфера в общей грузоподъемности крана зависит от наименования груза, его насыпной плотности. Так, для древесной щепы и опилок она составляет $0,375 Q$, для щебня, бокситов, глинозема – $0,45 Q$, а для колчедана, ферросплавов, кусковых грузов – $0,6 Q$ [7;8].

При работе в связных грунтах с большим сцеплением, то есть при отделении от массива стружки путем **копания**, статические нагрузки на режущую кромку грейферного ковша, оснащенную в этом случае зубьями, представляют собой сумму сопротивлений резанию - P_r , трению - P_t и перемещению призмы волочения - P_n . Полная сила сопротивления копанию P_0 в общем случае приложена к зубьям ковша и направлена под углом к траектории их движения. В теории копания экскаваторами, а поворот челюсти ковша грейфера адекватен повороту ковша обратной лопаты «на себя» [12], принято раскладывать силу P_0 на касательную P_{01} и нормальную P_{02} к траектории копания составляющие. Необходимую величину касательной составляющей силы копания определяют по формуле Домбровского Н.Г. [4]:

$$P_{01} = K_1 \cdot b \cdot c, \text{ кН},$$

где K_1 – удельное сопротивление грунта копанию, кПа;

b – ширина, c – толщина отделяемой от забоя стружки, м.

Нормальная составляющая P_{02} , а ее величина важна при копании канатным грейфером, ибо преодолевает отпор грунта, определяется по коэффициенту пропорциональности $\psi = 0,3 \div 0,5$ величиной $P_{02} = \psi \cdot P_{01}$. Активное значение этой составляющей во многом зависит от веса ковша грейфера. Структурное описание грунтов с I по IV категорию трудности разработки – K_1 , разной плотности и удельной энергоёмкости – C_0 представлено в табл.2.

Таблица 2. Удельные сопротивления и энергоёмкость процесса копания

Наименование грунтов	Группа грунтов	Плотность γ , т/м ³	K_1 , кПа	C_0 , кДж/м ³
Песок, супесь, суглинок легкий и средний, влажный или разрыхленный без включений	I	1,2÷1,5	30 ÷ 120	100
Суглинок без включений, гравий мелкий и средний, мягкая влажная или разрыхленная глина	II	1,4÷1,9	120÷200	200
Суглинок плотный, глина средняя, крепкая влажная или разрыхленная, очень мягкие аргиллиты и алевролиты	III	1,6÷2,0	180÷300	300
Суглинок крепкий со щебнем или галькой, глина средняя и очень крепкая влажная, конгломерат очень слабо сцементированный	IV	1,9÷2,2	250÷420	400

Сопоставление данных таблиц 1 и 2 подтверждает значительное расходование удельных затрат при **зачерпывании** сыпучего материала и **копанию** грунтов. Для выявления возможности копания различных категорий грунтов был составлен по эмпирическим зависимостям [5;6] гипотетический ряд двенадцати грейферных ковшей вместимостью от 0,5 до 6,0 м³. Предполагаемый ряд был разбит на четыре группы с интервалом 0,5 м³ [9]. Состав ковшей каждой группы теоретически способен разрабатывать грунты с соответствующим объемным весом γ и удельным сопротивлением грунта копанию – K_1 (кПа). С помощью теории подобия [2] и компьютерной программы были получены конструктивные параметры ковшей и обработаны данные фактических величин имитационного процесса копания этими четырьмя группами ковшей на четырех категориях грунтов по круговой системе – «каждый с каждым». Для каждой из четырех категорий грунтов были установлены 20 значений удельного сопротивления грунта копанию грейферными ковшами различной вместимости (от 0,5 до 6,0 м³). Всего было получено 80 расчетных значений K_1 .

Анализ этих результатов показал, что весь типовой ряд сменных ковшей грейфера на экскаваторе по критерию **удельного сопротивления** грунта копания теоретически может копать грунты первой категории трудности разработки. Сменные ковши грейфера на строительных экскаваторах (до 3,5 м³.) могут практически копать грунты, включая вторую категорию трудности разработки. Копание же более тяжелых грунтов канатным грейфером большей вместимости требует непропорционально тяжелых ковшей, что в условиях эксплуатации не рационально. Копание грунтов третьей и четвертой категории трудности рационально проводить экскаваторами с оборудованием напорный грейфер. Поиск применения канатного двух челюстного грейфера для копания тяжелых грунтов продолжается.

Список литературы

1. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины - М. Машиностроение, 1975 – 432с.
2. Баловнев В.И. Подобие и моделирование в системе проектирования дорожно-строительных машин: учеб. пособие / В.И. Баловнев. – М.: МАДИ, 2014. – 148 с.
3. Базанов А.Ф. Подъемно-транспортные машины – М.: «Стройиздат», 1969. – 312с.
4. Домбровский Н.Г. Экскаваторы – М.: «Машиностроение», 1969. – 319с.
5. Ципурский И.Л. Экскаватор с рабочим оборудованием драглайна и грейфера. – М. МГСУ, 2011. – 56 с.
6. Ципурский И.Л. Параметры копания и подбор землеройных машин: Учебное пособие. М./ Издательство АСВ – 2016 – 223 с.
7. Руденко Н.Ф. Грузоподъемные машины. – М. «Машиностроительная литература», 1958. – 296 с.
8. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
9. Ципурский И.Л. Параметры ковша грейфера – М./Ж. «Механизация строительства» № 12,2017,54-56с
10. Ципурский И.Л. Копание грейфером, навешанным на универсальный экскаватор. М. /Ж. «Механизация строительства» № 4, – 2010, – 20-23 с.
11. Ципурский И.Л. Копание грейфером ковшевого типа. – М. / Ж. «Строительные и дорожные машины» № 9, – 2010, –17-19 с.
12. Ципурский И.Л. Возможности разработки грунта поворотом ковша.- М./ Ж. «Строительные и дорожные машины» № 9, 1988, - 21-23с.

Определение сопротивлений на рабочем органе малогабаритного цепного скальвателя льда

Ижевский государственный технический университет
имени М.Т. Калашникова», г. Ижевск, Россия

Зимнее содержание придомовых территорий представляет собой комплекс мероприятий, связанных с регулярной очисткой территории от снега и снежно-ледяных образований, борьбой с зимней скользкостью с целью обеспечения бесперебойного и безопасного движения пешеходов и транспорта. Интенсивность и период снегопадов, а также продолжительность устойчивого залегания снежного покрова зависят от природных условий районов Российской Федерации и для большинства регионов страны задачи по удалению льда и уплотненного снега с дорожной поверхности остаются актуальными на протяжении практически половины календарного года [1].

Для очистки дорог и тротуаров от слоя уплотненного снега и льда используется различное скальвующе-рыхлительное оборудование. Однако серийно выпускаемая малогабаритная техника для механической уборки фактически отсутствует. Основными недостатками существующего скальвующе-рыхлительного оборудования являются их большие габариты и масса, что значительно ограничивает область их применения в стесненных условиях, а также вероятность повреждения дорожного покрытия или неполное очищение поверхности.

Предварительные расчеты удельной энергоемкости процесса резания льда и уплотненного снега различными типами рабочих органов, выполненные по имеющимся методикам [2-6], дают широкий разброс результатов в диапазоне от 0,02 до 0,29 кВт/см². Современные научные исследования направлены на совершенствование существующих конструкций рабочих органов снегоуборочных машин и скальвателей льда, либо на создание принципиально новых конструкций рабочих органов для разрушения наледи и уплотненного снега, позволяющих вести эффективную очистку с сохранением целостности дорожного покрытия.

Лед и снег являются непрерывно изменяющейся средой. Механические свойства изменяются, как под действием атмосферного влияния, так и под воздействием колес транспортных средств, рабочих органов снегоуборочных машин и интенсивного движения пешеходов. Поэтому выбор параметров и режимов работы рабочих органов невозможно осуществить без системного подхода к изучению процесса взаимодействия рабочего органа со средой. С этой целью была произведена модернизация лабораторного стенда «Грунтовый канал» [7] путем его оснащения ледоскальвающим рабочим органом в виде цепного скальвателя льда (рис. 1).



Рис. 1. Лабораторный стенд с цепным скальвателем льда

Цепной скальватель с шириной захвата 0,4 м и диаметром 0,275 м имеет горизонтальный приводной вал, в центральной части которого равномерно установлены 9 дисков, на каждом из которых шарнирно закреплены по 4 звена ударной цепи. Звенья цепи соседних дисков расположены с угловым смещением на 45° . Привод вала осуществлялся от электродвигателя при помощи зубчато-ременной передачи. Для проведения экспериментального исследования на различных скоростных режимах рабочего органа использовался частотный преобразователь Delta. Для передвижения ходовой тележки по направляющим лабораторного стенда со скоростью 0,065 м/с использовалась автомобильная тяговая лебедка.

Промежуточная рама с установленным рабочим оборудованием крепилась к навесной раме ходовой тележки лабораторного стенда при помощи семи тензометрических звеньев: четырех горизонтальных, двух вертикальных и одного продольного. В качестве тензометрических звеньев применялись тензодатчики сопротивления, наклеенные на поверхность силового элемента кольцевого типа. Соединение тензометрических звеньев с тензометрической аппаратурой осуществлялось посредством экранированных кабелей. Показания с тензометрических датчиков снимались при помощи аналого-цифрового преобразователя L-Card, подключенного к персональному компьютеру (рис. 2), и регистрировались программой PowerGraph в виде составляющих сил сопротивления на рабочем органе с учетом тарировочных коэффициентов каждого тензометрического звена.



Рис. 2. Схема снятия сигнала усилия с тензометрического звена

Перед каждым опытом канал лабораторного стенда заполнялся снегом, который в дальнейшем уплотнялся и поливался водой, а его поверхность

выравнивалась. Спустя определенное время снег подмораживался в естественных условиях при температуре окружающего воздуха $-8...-10^{\circ}\text{C}$. Средняя плотность снежно-ледовой массы составляла 500 кг/м^3 . Параллелограммное крепление навесной рамы к ходовой тележке лабораторного стенда позволяет заглублять рабочий орган на требуемую глубину при помощи винтовых механизмов. Толщина срезаемого слоя снега выставлялась с использованием металлической линейки и составляла 25, 50 и 75 мм. После проверки поступления сигналов от каждого тензометрического звена начиналась их калибровка с последующим переходом в режим регистрации данных. На частотном преобразователе устанавливалась необходимая частота, включался привод рабочего органа, а уже затем подключалась тяговая лебедка. В ходе опыта регистрировались горизонтальная и вертикальная составляющие сопротивления резанию снега в виде осциллограмм с показаниями от каждого тензометрического звена (рис. 3).

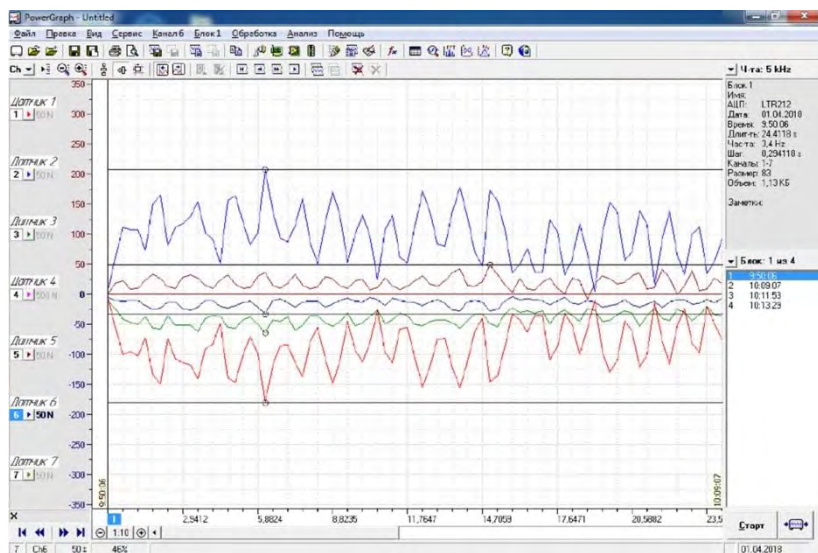


Рис. 3. Характерный вид исходной осциллограммы

После проходки цепным скалывателем льда по очищаемому участку привод ходовой тележки и рабочего органа отключались, а зарегистрированные данные сохранялись на компьютере. Ходовая тележка возвращалась на исходное положение в начало канала, а цикл повторялся заново, начиная с загрузки снега в канал лабораторного стенда, его уплотнения и заливки. Опыты повторялись необходимое количество раз с изменением факторов, согласно плану проведения эксперимента.

Обработка экспериментальных данных производилась по средним пиковым значениям силы сопротивления в период установившегося движения

ходовой тележки, что соответствовало, примерно, среднему участку пути перемещения. Значения суммарных сопротивлений на рабочем органе малогабаритного цепного скальвателя льда в зависимости от частоты вращения рабочего органа и толщины срезаемого слоя снега представлены на графиках (рис. 4).

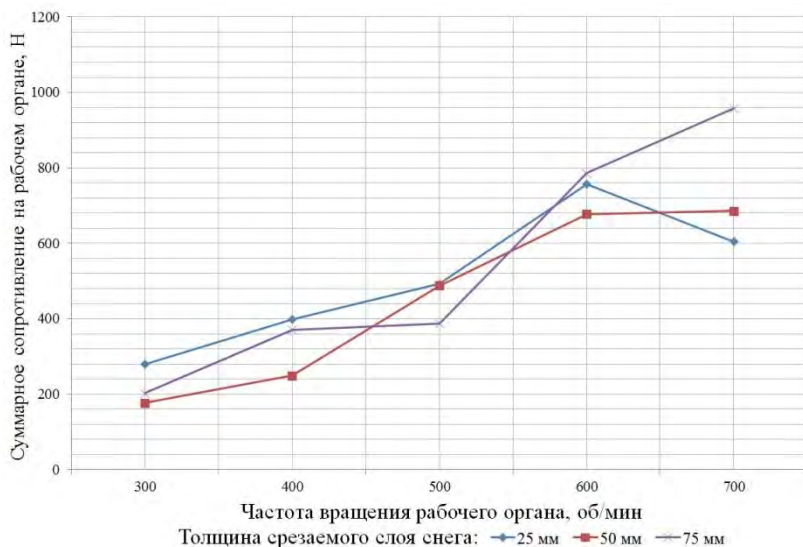


Рис. 4. Графики сопротивлений на рабочем органе

Исходя из результатов эксперимента, можно сделать вывод о том, что для разработки методологии, обеспечивающей выбор на стадии проектирования и эксплуатации оптимальных параметров цепного скальвателя льда, требуется дальнейшее проведение научных исследований в этом направлении. Полученные данные позволят определить рациональные конструктивные параметры и режимы работы ледоскальвающего оборудования с точки зрения минимальных затрат энергии и эффективности удаления льда и уплотненного снега с поверхности дорог и тротуаров при различных условиях эксплуатации. Результаты научных исследований могут быть реализованы в виде конструкций навесных рабочих органов для мотоблоков или малогабаритных самоходных шасси.

Список литературы

1. Закиров М.Ф., Шуклин И.В. Проблема удаления уплотненного снега и льда с поверхности дорог и тротуаров при зимнем содержании придомовых территорий // Механизация и автоматизация строительства: сборник

статей [Электронный ресурс] / под ред. К.С. Галицкова, С.Я. Галицкова, Н.Г. Чумаченко. – Самара: АСИ СамГТУ, 2016. – С. 87-90.

2. Алатин С.Д. Исследование процесса резания льда рабочими органами ледофрезерных машин: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01, 05.05.04. – Горький, 1984. – 263 с.

3. Воскресенский Г.Г. Основы механики разрушения уплотненного снега на автомобильных дорогах. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2008. – 250 с.

4. Ганжа В.А. Разрушение снежно-ледяных образований механическим способом: монография. – Красноярск: СФУ, 2012. – 191 с.

5. Горшков А.С. Обоснование параметров торцевой фрезы для очистки прибордюрных зон от грунто-ледовой массы: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04. – Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексева, 2015. – 20 с.

6. Куляшов А.П. и др. Современные методы разрушения льда / А.П. Куляшов, Ю.И. Молев, В.А. Шапкин, А.В. Щепетов. – М.: Компания Спутник, 2005. – 135 с.

7. Закиров М.Ф., Меньшиков Р.А., Шуклин И.В. Оснащение лабораторного стенда рабочими органами для исследования питателей малогабаритных снегоочистителей // Интеллектуальные системы в производстве. – 2016. – №1(28). – С. 52-54.

РАЗДЕЛ II. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ И АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ И МАШИНОСТРОЕНИИ

В.Ю. Анцев, А.Н. Шафорост

Структурно-параметрический синтез подъемно-транспортных систем цехов и участков машиностроительных предприятий

Тульский государственный университет, г. Тула, Россия

Развитие машиностроительных предприятий, предусматривает создание в них новых и реконструкцию действующих механосборочных и вспомогательных цехов и участков. Цехи и участки машиностроительных предприятий представляют собой достаточно сложные технологические системы, структуры и деятельность которых непосредственно зависят от сложности и разнообразия выпускаемой продукции, характера производственного процесса ее изготовления и объема производства. Одним из элементов технологической системы является система подъемно-транспортных машин (СПТМ), представляющая собой основное организующее и связующее звено производственного процесса и осуществляющая подъем, транспортирование, накопление, хранение, учет и распределение заготовок, деталей, инструмента и т. п. [1, 2].

Процесс проектирования систем подъемно-транспортных машин предполагает решение трех задач: анализа, синтеза, оценки и принятия решений. В процессе анализа устанавливают значения конструктивно-технологических и технико-экономических параметров (критериев), которые позволяют сравнить проектные варианты между собой. Синтез заключается в генерировании (конструировании) возможных альтернативных вариантов СПТМ. Оценка и принятие решений заключаются в общей оценке эффективности (полезности) вариантов на основе их анализа и в окончательном выборе проектных решений. При этом при формировании систем подъемно-транспортных машин цехов и участков машиностроительных предприятий необходимо обеспечить взаимную увязку работы СПТМ и технологического оборудования [3-6].

Для решения задачи синтеза альтернативных вариантов систем подъемно-транспортных машин цехов и участков машиностроительных предприятий на ранних стадиях процесса проектирования цеха или участка машиностроительного предприятия произведен анализ характеристик подъемно-транспортных машин; взаимосвязи габаритов подъемно-

транспортных машин с пространством цехов машиностроительных предприятий; основных компоновочно-планировочных решений применяемых подъемно-транспортных машин; типов и массогабаритных показателей перемещаемого груза, тары и приспособлений, используемых при подъеме, транспортировке и хранении грузов.

В результате определены требования к производительности и количеству подъемно-транспортных машин, требования к конструкции зданий и цехов машиностроительных предприятий, сформирована классификационная таблица СПТМ, включающая 15 признаков [3, 7, 8].

Синтез альтернативных вариантов систем подъемно-транспортных машин предложено производить с использованием аппарата N -дольных графов. Вершинами a_{ij} N -дольного графа a , описывающего альтернативные варианты системы подъемно-транспортных машин, служат значения разработанной классификационной таблицы, а долями – классификационные признаки. Исходными данными при структурно-параметрическом синтезе системы подъемно-транспортных машин являются величины грузопотоков, планировки основного технологического оборудования, типы грузов, размеры транспортных партий и др.

Тогда возможный синтезированный вариант СПТМ a (решающий граф), созданный при помощи N -дольного графа, принимает вид:

$$a = \{a_{1,1} a_{2,2} a_{3,2} \dots a_{5,1} \dots a_{8,1} \dots a_{15,8}\}. \quad (1)$$

Решающий граф должен быть полным, поскольку он не может содержать запрещенные пары вершин. Чтобы система подъемно-транспортных машин отвечала своему назначению, она обязана выполнять все основные технические подфункции, которые представлены долями графа. Выбор любой вершины из доли обеспечивает реализацию соответствующей технической подфункции. Это значит, что количество вершин в решающем графе должно совпадать с числом долей N . Поэтому на формирование вариантов СПТМ методом N -дольного графа накладывается ограничение g_1 :

$$g_1 = G_{1,1} \wedge G_{1,2} \wedge G_{1,3} = 1, \quad (2)$$

где $G_{1,1}$, $G_{1,2}$, $G_{1,3}$ – ограничения на решающий граф (имеют значения: 1 – при выполнении ограничения, 0 – в противном случае), \wedge – знак операции логического умножения.

$G_{1,1}$ - ограничение, отвечающее за то, чтобы количество вершин в решающем графе совпадало с количеством долей N -дольного графа.

$G_{1,2}$ - ограничение, обеспечивающее выбор из каждой доли N -дольного графа единственной вершины.

$G_{1,3}$ - ограничение, отвечающее за то, чтобы решающий граф состоял только из совместимых вершин N -дольного графа.

В результате проведения синтеза вариантов системы подъемно-транспортных машин на разработанном N -дольном графе формируется множество допустимых вариантов СПТМ. На следующем этапе проектирования СПТМ элементам структур сформированных вариантов сопоставля-

ются реальные модели подъемно-транспортных машин, тем самым многократно увеличивая размерность задачи выбора оптимального варианта. Поэтому для ее решения предлагается использовать генетический алгоритм.

Работа генетического алгоритма при формировании системы подъемно-транспортных машин происходит следующим образом. Первоначально генетический алгоритм случайным образом генерирует начальный вариант СПТМ. Далее до момента формирования оптимального варианта СПТМ осуществляется итерационный процесс, в ходе которого для каждой итерации генетическим алгоритмом реализуются отбор вариантов в группу модификации пропорционально его результирующему показателю, одноточечный оператор кроссинговера и оператор мутации.

В представленной работе для оценивания вариантов СПТМ методом генетических алгоритмов в качестве критерия оптимальности предложено использовать сумму приведенных затрат на создание и эксплуатацию СПТМ и затрат от простоя технологического оборудования, которую необходимо минимизировать:

$$\mu = Z_{\Sigma} + J = C + E_H K + S \cdot F \rightarrow \min, \quad (3)$$

где Z_{Σ} – приведенные затраты на создание и эксплуатацию СПТМ, руб.; J – затраты от простоя технологического оборудования, руб.; C – годовые эксплуатационные расходы (себестоимость работ) по варианту, руб.; K – прямые капитальные вложения в производственные фонды, руб.; E_H – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, S – суммарное время простоя технологического оборудования, определяемое по результатам имитационного моделирования, мин.; F – средняя стоимость одной минуты простоя технологического оборудования, руб/мин. Данный критерий представляет собой часть приведенных затрат на создание и эксплуатацию цеха (участка) машиностроительного предприятия, зависящую от его системы подъемно-транспортных машин.

Годовые эксплуатационные расходы, входящие в приведенные затраты по варианту СПТМ, включают в себя такие статьи затрат, как амортизационные отчисления на капитальный ремонт; затраты на заработную плату; затраты на текущий ремонт; затраты на электроэнергию; затраты на помещение. Прямые капитальные вложения в СПТМ состоят из капитальных вложений в здания и в оборудование, потребное по варианту. Причем в составляющих приведенных затрат учитываются лишь те факторы, на которые влияет выбор типа СПТМ, подъемно-транспортных машин и структура самого производства.

Под простоем технологического оборудования понимается время, в течении которого не происходит непосредственной обработки деталей, а технологическое оборудование находится в состоянии снятия (установки) деталей, их закрепления (открепления), ожидания начала или окончания транспортирования деталей системой подъемно-транспортных машин.

На выбор оптимального варианта СПТМ налагаются два ограничения.

$$g_2 = q_{\text{эспл}} - q_{\text{теор}} \geq 0, \quad (4)$$

где $q_{\text{эспл}}$ – эксплуатационная производительность, $q_{\text{теор}}$ – теоретическая производительность.

Данное ограничение выделяет для дальнейшего анализа варианты СПТМ, способные осуществить требуемый объем подъемно-транспортных операций, имея достаточную производительность.

$$g_3 = G_{3.1i} \wedge G_{3.2i} \wedge G_{3.3i} = 1, \quad (5)$$

где $G_{3.1}, G_{3.2}, G_{3.3}$ – конструктивные ограничения на СПТМ, аналогичные ограничениям (2).

$G_{3.1} = (D_1 \leq A_1) \wedge (D_2 \leq A_2)$ – ограничение, учитывающее взаимосвязь габаритов подъемно-транспортной машины с параметрами пространства цеха, где D_1, D_2 – длина и ширина подъемно-транспортной машины (габариты подъемно-транспортной машины); A_1, A_2 – сравниваемый параметр пространства цеха, или склада (например, для мостовых кранов – это пролет цеха, для напольных транспортирующих машин – ширина проездов).

$G_{3.2} = (D_4 \leq A_3)$ – ограничение, устанавливающее возможность подъема и транспортирования груза по массе, где D_4 – масса груза; A_3 – грузоподъемность подъемно-транспортной машины.

$G_{3.3} = (C_1 \geq A_4)$ – ограничение, устанавливающее соответствие режима работы подъемно-транспортных машин СПТМ (C_1) режиму работы, установленному заданием на проектирование СПТМ (A_4).

В конечном итоге математическая модель структурно-параметрического синтеза системы подъемно-транспортных машин представляется следующим образом:

$$\begin{cases} \mu = C + E_{\text{н}}K + S \cdot F \rightarrow \min; \\ g_1 = G_{1.1} \wedge G_{1.2} \wedge G_{1.3} = 1; \\ g_2 = q_{\text{эспл}} - q_{\text{теор}} \geq 0; \\ g_3 = G_{3.1i} \wedge G_{3.2i} \wedge G_{3.3i} = 1. \end{cases} \quad (6)$$

Данная математическая модель позволяет описать систему подъемно-транспортных машин, сформировать множество ее допустимых вариантов, оценив совместимость подсистем, образующих каждый из вариантов, сопоставить каждой из подсистем допустимого варианта СПТМ реальную подъемно-транспортную машину и выбрать оптимальный вариант, по разработанному критерию.

Конечным этапом формирования системы подъемно-транспортных машин является анализ показателей ее эффективности и исследование динамики ее функционирования на основе имитационного моделирования

работы СПТМ с использованием общецелевой системы имитационного моделирования GPSS World.

Предложенный подход к структурно-параметрическому синтезу систем подъемно-транспортных машин механосборочных и вспомогательных цехов и участков машиностроительных предприятий применен при модернизации СПТМ заготовительного производства ОАО «Тулаточмаш». В результате предприятию для реализации предложен вариант, предусматривающий установку в зоне разгрузки внешнего транспорта дополнительной мобильной крановой установки грузоподъемностью 3,2 тонны и пролетом 5 метров. На производственном участке предложено заменить кран-балки и рольганг рельсовой тележкой грузоподъемностью 3 тонны, двумя опорными кран-балками (пролетом 10,5 метра грузоподъемностью 1 тонна и двумя мобильными крановыми установками пролетом 4 метра и грузоподъемностью 1 тонна. Для данного варианта значение приведенных затрат равно 5 440 087 руб. Для нерационального варианта, предусматривающего замену кран-балок на две опорные кран-балки пролетом 10,5 метров и грузоподъемностью 2 тонны, установку в зоне разгрузки внешнего транспорта полукозлового крана, а на производственном участке консольного полноповоротного крана грузоподъемностью 1 тонна, значение критерия оптимальности равно 7 927 074 руб. Внедрение предложенного варианта позволит достигнуть снижения приведенных затрат на 31 % и сокращения времени простоя технологического оборудования и вызванных им потерь на 41,8 % (для нерационального варианта они составят соответственно 13889 ч/год и 7 190 712 руб./год, для предлагаемого – 8082,5 ч/год и 4 184 281 руб./год).

Список литературы

1. Анцев В.Ю., Шафорост А.Н. Оптимальное проектирование структуры внутрицехового транспорта машиностроительного предприятия // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 6. 2012. С. 118-125.
2. Шендрикова О.О. (Кириллова) Механизм повышения эффективности производства в условиях применения новых информационных технологий // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2008. Т. 4. № 8. С. 29-32.
3. Ивахненко А.Г., Куц В.В. Структурно-параметрический синтез технологических систем. Курский государственный технический университет. Курск, 2010. 153 с.
4. Шафорост А.Н. Структурно-параметрический синтез транспортных систем механосборочных цехов машиностроительных предприятий // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 11. Ч. 2. 2016. С. 115-123.

5. Анисеева О.В., Ивахненко А.А. Рациональная эксплуатация технологического оборудования на машиностроительных предприятиях // Известия Юго-Западного государственного университета. Серия: Техника и технологии. 2013. № 1. С. 75-79.

6. Лагерева А.В., Лагерева Е.А. Оптимальное управление техническим риском при проектировании гидропривода грузоподъемных машин // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2015. Т. 1. № 3 (25). С. 60-66.

7. Бром А.Е., Зуев В.А. Моделирование внутриводской системы подъемно-транспортных работ / Подъемно-транспортное дело. 2015. № 4-5. С. 43-44.

8. Кудрявцев Е.М. Оптимизация комплекта оборудования для выполнения технологического процесса // Механизация строительства. 2014. № 12 (846). С. 55-59.

А.С. Болховецкий, К.С. Галицкий, М.А. Назаров

Влияние внутреннего тепловыделения в ячеисто-бетонных изделиях при формировании тоберморита на динамику процесса автоклавирования

Самарский государственный технический университет,
г. Самара, Россия

Промышленное производство ячеисто-бетонных изделий (ЯБИ) сопряжено с высокими энергозатратами, значительная часть которых расходуется на технологический процесс автоклавной обработки. Этот тип технологического процесса выполняется в современных промышленных установках с применением системы программного автоматического управления давлением в автоклаве. Известно, что автоклавная обработка ЯБИ включает в себя пять последовательно выполняемых операций (продувка, вакуумирование, подъем давления, выдержку, спуск давления), каждая из которых необходима для создания вполне определенных условий (давления и температуры) в среде автоклава с целью получения изделий заданной прочности. Прочность готовых изделий в значительной степени зависит от конечного фазового состава ячеистого бетона [1,2,3]. Наибольшее влияние оказывает наличие гидросиликатов в готовом изделии в форме тоберморита. Формирование кристаллов происходит на этапах подъема давления и выдержки, начиная с момента времени, когда температура массива достигает значения 165°C. Процесс кристаллизации сопровождается выделением тепла [4], что оказывает влияние на параметры изделия и внутренней среды

автоклава. Существующие алгоритмы управления процессом автоклавной обработки слабо учитывают динамику внутреннего тепловыделения, поэтому происходит достаточно значительный нерациональный расход пара. Кроме того, в алгоритмах не отражено влияние образования ксонтлита на прочность ЯБИ. В результате снижается энергоэффективность тепловой обработки, продолжительность которой задается эмпирически и слабо связана с желаемой прочностью изделия.

Целью работы является оценка влияния внутреннего тепловыделения на процесс автоклавирования ЯБИ.

В допущении предположения [5], что динамика внутреннего тепловыделения при образовании гидросиликатов описывается симметричной гладкой кривой (рис. 1), где величина теплового потока Φ_{max} зависит от рецептуры бетона, определяемой маркой ЯБИ, а продолжительность T_{me} тепловыделения определяется скоростью реакции [4]:



Допускаем, что удельное содержание получаемого в процессе автоклавирования тоберморита в массивах сырца не зависит от марки бетона, а суммарный объем загружаемых в автоклав массивов постоянен для всех рассматриваемых марок ЯБИ. В рамках принятых допущений, применительно к автоклаву $\phi 3 \times 26$ значения теплового потока Φ_{max} для трех наиболее характерных марок ячеистого бетона $D600$, $D500$, $D400$ составляют $\Phi_{max}^{D600} = 5,7 \cdot 10^5 \text{ Вт}$, $\Phi_{max}^{D500} = 4,72 \cdot 10^5 \text{ Вт}$ и $\Phi_{max}^{D400} = 3,73 \cdot 10^5 \text{ Вт}$ соответственно. Разброс по величине теплового потока здесь объясняется разной массой бетонов, зависящей от плотности сырца.

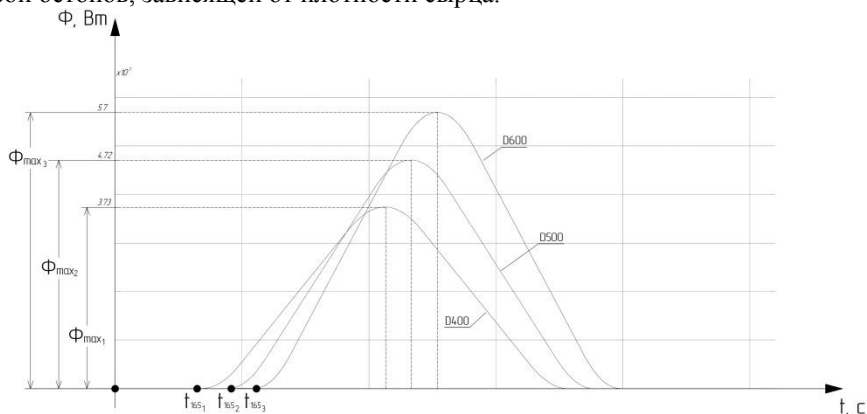


Рис. 1. Динамика внутреннего тепловыделения для марок бетона по плотности $D600$, $D500$, $D400$

Путем постановки численных экспериментов на модели [6, 7], определена динамика внутреннего тепловыделения в массивах сырца для трех марок бетона (рис. 1). Из анализа кривых следует, что момент времени, при

котором значение минимальной температуры в автоклаве (рис. 2) для начала образования тоберморита достигается раньше в модели с маркой бетона *D400*, а затем в *D500* и *D600* соответственно с временным интервалом, что объясняется соответствующими соотношениями масс материалов, загружаемых в автоклав.

Исследование динамики влияния внутреннего тепловыделения на процесс автоклавирования выполнен на разработанной авторами модели [6] известной системы управления автоклавом, замкнутой по давлению, для трех вариантов обрабатываемого материала показывает, что при автоклавной обработке образца марки *D600* тепло, выделяемое при образовании тоберморита практически полностью расходуется на нагрев материала сырца, тогда как в системах с *D500* и *D400* наблюдаются перепады давления (рис. 3), характеризующие работу регулятора, когда избыточное давления стравливается через перепускной клапан. Полученные данные с достаточной степенью точности совпадают с данными, приведенными в работе [4].

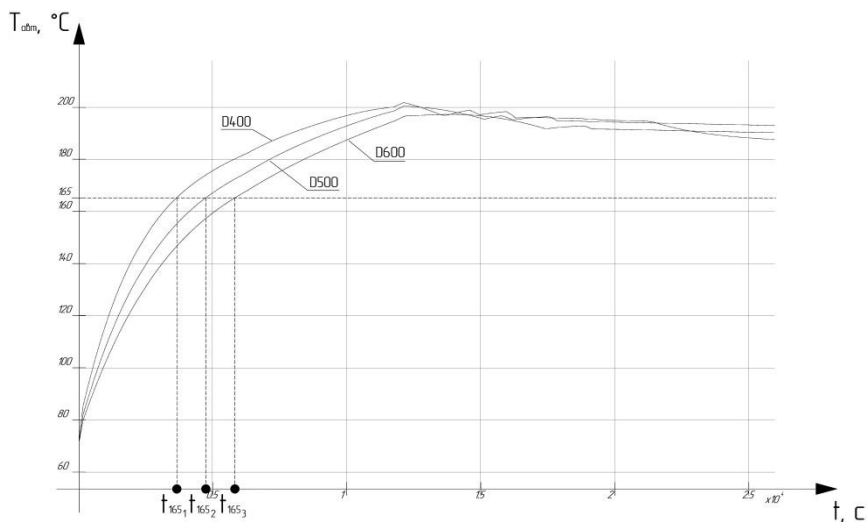


Рис. 2. Время начала тепловыделения в массивах сырца на кривых изменения температуры в автоклаве в зависимости от марки бетона

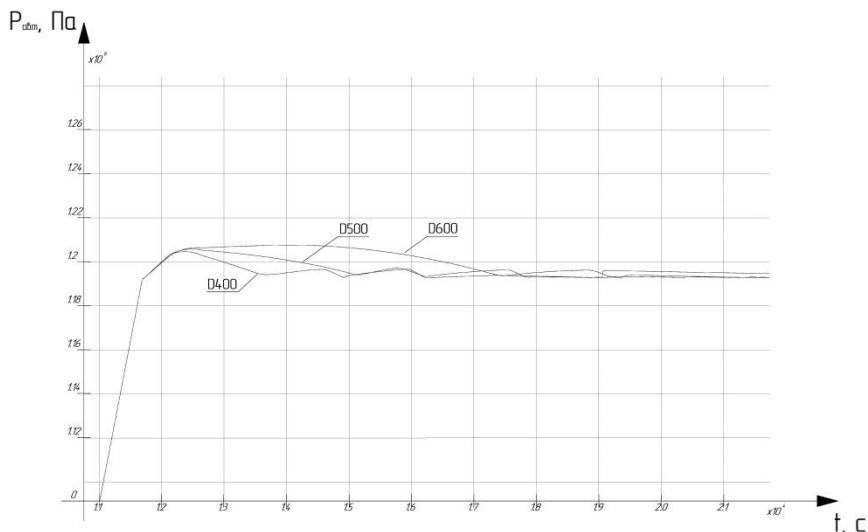


Рис. 3. Давление в автоклаве в зависимости от марки бетона

Сравнение результатов, полученных на модели в условиях известных допущений, с результатами натуральных экспериментов [7] доказывает адекватность модели [6] автоклавирования ЯБИ с учетом внутреннего тепловыделения. Показано, что для повышения энергоэффективности процесса тепловой обработки ЯБИ необходим синтез алгоритмов управления автоклавом, учитывающих динамику внутреннего тепловыделения при формировании тоберморита.

Список литературы

1. Кафтаева М.В., Рахимбаев Ш.М., Поспелова Е.А. Исследование фазового состава автоклавных ячеистых бетонов // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – № 5.;
2. Сажнев Н., Шелег Н. Производство, свойства и применение ячеистого бетона автоклавного твердения. Строительные материалы. 2004. 3. С. 2-6.
3. Р.Г. Долотова, В.И. Верещагин, В.Н. Смирнская. Процессы фазообразования и формирования пористой структуры газобетона на основе портландцемента с использованием полевошпатово-кварцевого песка и волокон асбеста. Известия Томского политехнического университета. 2011. Т. 319. № 3. С.47-51.
4. Кафтаева М.В., Рахимбаев И.Ш. Тепловыделение при синтезе гидросиликатной связки автоклавного газобетона// International journal of applied and fundamental research. 2013. №10. С.373-376.

5. Галицков С.Я., Михелькевич В.Н., Болховецкий А.С. Идентификация тепловыделения при автоклавировании ячеистого бетона//XVIII Международ. конф. Проблемы управления и моделирования в сложных системах: тр. Самара. 2016.

6. Галицков С.Я., Болховецкий А.С. Имитационная модель процесса автоклавирования ячеисто-бетонных изделий. Математические методы в технике и технологиях - ММТТ. 2016. № 12 (94). С. 47-50.

7. Кафтаева М.В., Рахимбаев И.Ш. Тепловыделение при синтезе гидросиликатной связки автоклавного газобетона// International journal of applied and fundamental research. 2013. №10. С.373-376.

А.А. Гненный

Сравнение характера изменения давления в камерах пневматического цилиндра по базовой модели Дроздова и уточненной модели с экспериментальными данными

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

В ходе исследования пневматического высокоскоростного привода используемого на монтажном пистолете математическая модель предложенная А.Н. Дроздовым [1] которая была взята как базовая и была дополнена. В результате чего улучшенная модель учитывает теперь протечки через управляющий клапан и его динамику [2, 3].

Для проверки ее адекватности и определения точности был проведен ряд экспериментов по определению динамического давления в аккумулярующей и камерах прямого и обратного хода. [2] Ниже приведено графическое сравнение полученных зависимостей с экспериментом.

На шкалах графиков указанно избыточное давление, в описании графиков указанно абсолютное давление. То есть на графике на 1 атм. меньше чем в описании к нему.

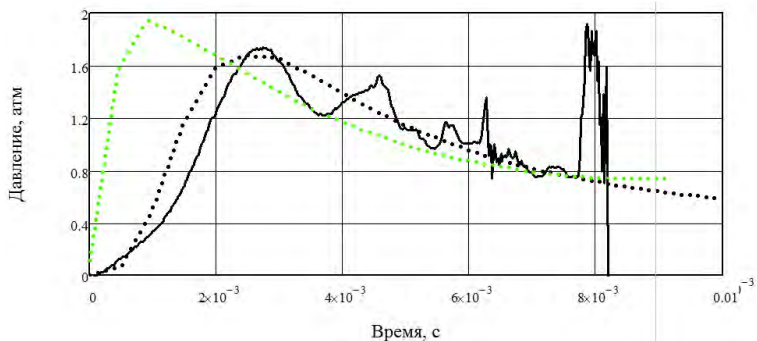


Рис. 1. Характер изменения давления в камере прямого хода при холостом выстреле, давлении в магистрали 3 атм. и эквивалентном сечении $f_{01}^{\text{экв}} = 10^{-4} \text{ м}^2$. Пунктирная линия на зеленый пунктир – моделирование по базовой модели; черная пунктирная линия на – моделирование по уточненной модели; сплошная линия – эксперимент

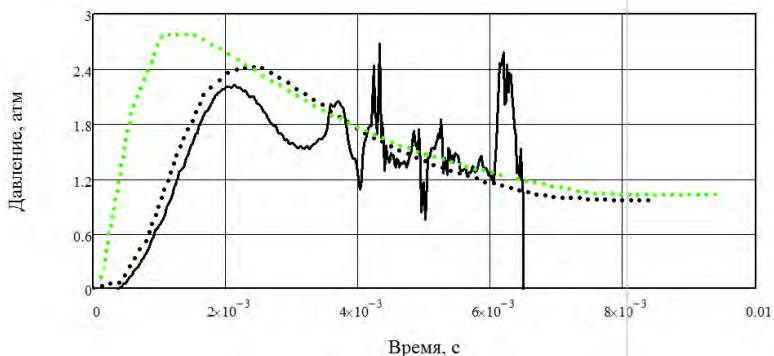


Рис. 2. Характер изменения давления в камере прямого хода при холостом выстреле, давлении в магистрали 4 атм и эквивалентном сечении $f_{01}^{\text{экв}} = 10^{-4} \text{ м}^2$. Пунктирная линия на зеленый пунктир – моделирование по базовой модели; черная пунктирная линия на – моделирование по уточненной модели; сплошная линия – эксперимент

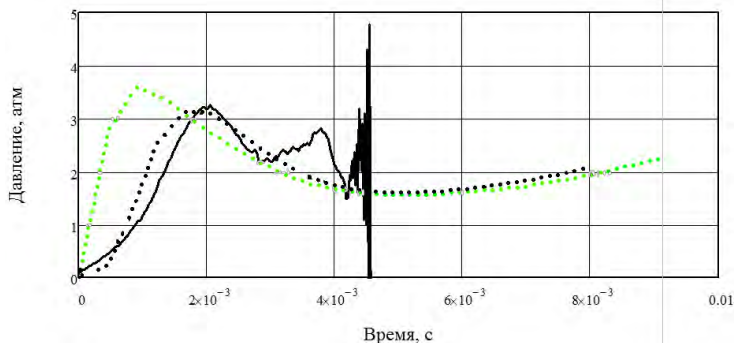


Рис. 3. Характер изменения давления в камере прямого хода при крепеже 3×75 мм, давлении в магистрали 5 атм и эквивалентном сечении $f_{01}^{\text{экв}} = 10^{-4}$ м². Пунктирная линия на зеленый пунктир – моделирование по базовой модели; черная пунктирная линия на – моделирование по уточненной модели; сплошная линия – эксперимент

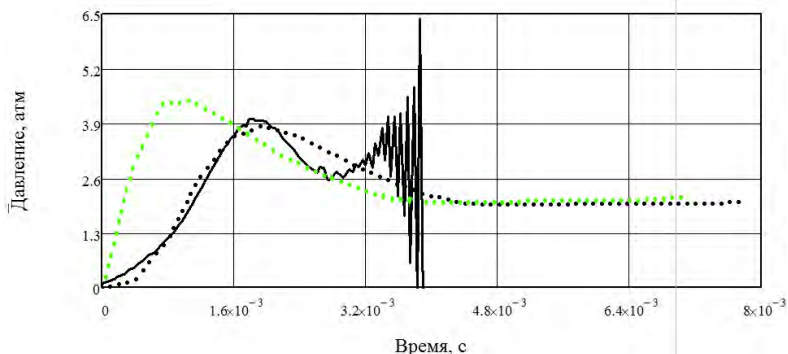


Рис. 4. Характер изменения давления в камере прямого хода при крепеже 3×75 мм, давлении в магистрали 6 атм и эквивалентном сечении $f_{01}^{\text{экв}} = 10^{-4}$ м². Пунктирная линия на зеленый пунктир – моделирование по базовой модели; черная пунктирная линия на – моделирование по уточненной модели; сплошная линия – эксперимент

Для зависимостей на исследуемом интервале давлений 3,4,5,6 атм (рис. 1, 2,3, 4) видно, что базовая модель показывает всплеск давления на интервале 0-0.003 сек. Предельное давление которое будет испытывать пневматический цилиндр среднем на 20% превышает значения полученные в результате эксперимента.

Такое завышение приведет к увеличению расчетных нагрузок испытываемого механизмом, что при расчете приведет к увеличению металлоемкости конструкции и ее веса. Это недопустимо при расчете ручного инструмента и мобильных установок. Также следует учесть, что при использовании облегченных конструкционных сплавов, увеличение металлоемкости может в значительной степени повлиять на стоимость машины.

Улучшенная модель практически на всем интервале исследования совпадает с значениями, полученными в результате эксперимента. Это позволит избежать завышения металлоёмкости оборудования, для расчёта, которого используется модель. Как следствие, новая модель позволит более точно рассчитать элементы высокоскоростных пневматических цилиндров, избегая завышения веса и стоимости оборудования.

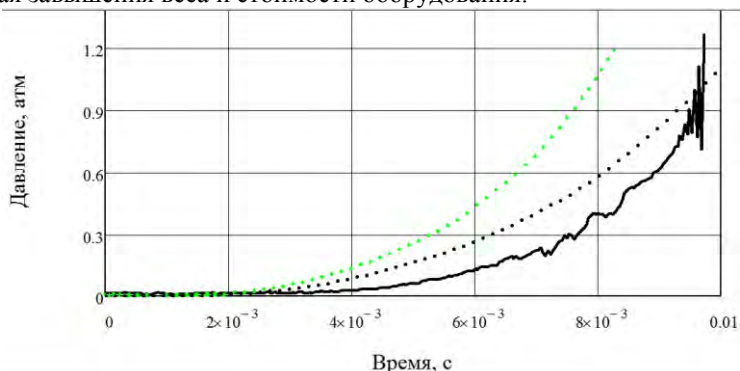


Рис. 5. Характер изменения давления в аккумуляющей камере при крепеже 3×75 мм, давлении в магистрали 2 атм и площади отверстия $f_{24} = 5 \times 10^{-5}$ м². Пунктирная линия на зелёный пунктир – моделирование по базовой модели; чёрная пунктирная линия на – моделирование по уточнённой модели; сплошная линия – эксперимент

На рисунке 5 приведено графическое сравнение характера изменения давления в аккумуляющей камере.

После выстрела давление падает, по графику видно, что менее чем за 0.01 сек инструмент набирает необходимое давление для произведения следующего рабочего цикла. Зависимость имеет экспоненциальный характер, с пределом давления установленного в магистрали.

Базовая модель показывает, что цилиндр будет готов к следующему рабочему циклу через 0.008 сек. В то время как эксперимент и уточнённая модель показывают, что на это потребуется на 20% больше времени, а именно 0.01 сек.

Уточнённая модель более точно описывает процессы, происходящие в пневматическом цилиндре.

В разрезе расчёта промышленных установок с пневматическими цилиндрами высокоскоростного действия, работающего согласованно с другими механизмами использующего сжатый воздух в качестве энергоносителя такая разница может быть не существенной. Новая модель позволит более точно рассчитать необходимый расход воздуха в моменте. Что необходимо для обеспечения согласованной работы нескольких приводов одновременно.

В виду того что значения давления в аккумулирующей камере на остальном интервале исследования, носит аналогичных характер, сопоставление зависимостей для давлений 3, 4, 5, 6 атм не приводятся.

Список литературы

1. Дроздов, А.Н. Ручные машины для строительно-монтажных работ, устройство и основы расчета. – М.: МГСУ, 1999.

2. Гненный А.А., Степанов В.В., Дроздов А.Н. Уточнение рабочих параметров математической модели цикловых пневматических машин и проверка её адекватности (на примере строительных монтажных пистолетов) // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №1 (2017) <http://naukovedenie.ru/PDF/62TVN117.pdf>

3. Гненный А.А. Смирнов А. А. Кожевников Е.А. Гингольд А.А. Исследование динамики гвоздезабивного молотка. // Сборник докладов по результатам участия в 19 межвузовской научно-технической конференции студентов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы» апрель 2015 г. МГТУ им. Баумана.

4. Гненный А.А. Исследование динамики рабочего процесса ручного монтажного пистолета.// Труды 19 межвузовской научно-технической конференции студентов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы» апрель 2016 г. ФГБОУ ВО «Московская государственная академия водного транспорта».

5. Гненный А.А. Экспериментальное определение эмпирических параметров математической модели для пневматического гвоздезабивателя.// ИНТЕРСТРОЙМЕХ – 2016. Сборник докладов XX Международной научно-технической конференции (Москва, 10-14 октября) ФГБОУ ВО НИУ МГСУ.

Линия для производства минерального порошка

Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия

Одним из важнейших компонентов асфальтобетонных смесей является минеральный порошок. Он повышает плотность состава, объединяет зерна песка и щебня в прочный монолит. Он повышает долговечность дорожного покрытия примерно вдвое. Если срок службы обычного асфальтового покрытия 10-12 лет, то благодаря минеральным добавкам он может увеличиться до двадцати, а быть может, и тридцати лет. Проведенные испытания выявили еще одно немаловажное достоинство асфальтового покрытия с минеральными добавками — оно практически не впитывает воду, следовательно, почти не подвержено ее разрушающему воздействию.

Порошок минеральный является важной активной структурной составной частью асфальтобетона. Благодаря своей развитой поверхности, адсорбирующей на себя большую часть битума, минеральный порошок придаёт асфальтобетону необходимые свойства, т.е. механическую прочность, способность к упругим и пластическим деформациям, что существенно улучшает качества дорожного покрытия, увеличивает срок его службы и дает значительную экономию при эксплуатации. Срок годности минерального порошка не ограничен.

Производство минерального порошка основано на дроблении и тонком измельчении известняков и доломитов, а так же твёрдых отходов промышленного производства. Основная область применения минерального порошка – изготовление искусственного асфальта на асфальтобетонных заводах, где минеральный порошок служит в качестве заполнителя, повышающего вязкость и клеящую способность битума.

Минеральный порошок, благодаря адсорбирующей поверхности поглощает в себя существенную часть нефтяного битума, придавая асфальтобетону требуемые характеристики: прочность и устойчивость к деформациям. Благодаря этому, качество получаемого асфальтобетона, а по сути, и всего будущего дорожного покрытия, существенно повышается.

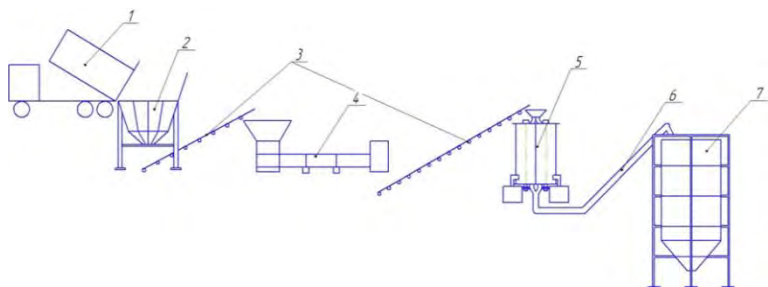


Рис. 1. Схема линии для производства минерального порошка:

- 1 - грузовой автомобиль с исходным материалом, 2- валковая дробилка предварительного дробления, 3- ленточный конвейер подачи исходного материала, 4- сушильный агрегат 5 - двухроторная молотковая дробилка, 6- пневмомагистраль, 7- бункер хранения

Материал фракции до 70 мм грузовым автомобилем 1 загружается в валковую дробилку предварительного дробления 2. В валковой дробилке 2 материал предварительно дробится до размеров 0-20 мм далее материал с помощью ленточного конвейера 3 подается в сушильную камеру 4 далее по ленточному конвейеру 3 поступает в двухроторную молотковую дробилку 5. Роторы дробилки с билами через клиноременную передачу приводятся в движение эл. двигателем через цилиндрико-конический редуктор. Непосредственный помол (измельчение) материала происходит между билами и корпусом дробилки вследствие удара и истирания продукта. В нижнюю часть мельницы нагнетается воздушный поток, создаваемый вентилятором высокого давления. Поток воздуха подхватывает и направляет измельченный материал в пневмомагистраль 6.

Крупность помола готового продукта регулируется изменением частоты вращения роторов дробилки, изменением скорости движения двигателя.

Готовый продукт из сборника мелкомолотого порошка осадительного циклона и рукавного фильтра с помощью пневмомагистрали 6 низкого давления направляется в бункера хранилища 7. Силос хранения минерального порошка, предназначен для приема готового продукта, хранения и дальнейшей раздачи его при помощи винтового конвейера или какого-либо подающего устройства. Емкость силоса изготавливается из стали толщиной 4-6 мм. Опорный каркас, емкость и остальные части силосов изготавливаются из качественной стали и покрываются защитным покрытием от коррозии. Это позволяет работать в любых климатических условиях и гарантирует их долговечность. Силосы оснащены всем необходимым технологическим оборудованием: фильтрами, предохранительными клапанами, датчиками уровня, системой аэрации, ножевым затвором, телескопическими загрузчиками, которые обеспечивают максимально удобный и экономичный способ погрузки материаловозов (цементовозов).

Таким образом наиболее эффективным является линия для производства минерального порошка с использованием валковой дробилки для промежуточного дробления и двухроторной молотковой дробилки для конечного дробления.

Список литературы

1. Romanovich A.A., Glagolev S.N., Romanovich M.A. Technology for the production of nanomaterial with the use of traditional grinding equipment // International Journal of Pharmacy and Technology. 2016. Т.8. № 5. С.25007 - 25014.
2. Romanovich A.A., Glagolev S.N., Romanovich M.A., Babaevskiy A.N. The method of computing the efforts of preconsolidation // International Journal of Pharmacy and Technology. 2016. Т.12. №5. С.25015 - 25023.
3. Sharapov R.R., Prokopenko V.S. Modeling of the separation process in dynamic separators // World Applied Sciences Journal. 2013. Т.25. №3. С.536-542.
4. Uvarov V.A., Klyuev S.V., Orekhova T.N., Klyuev A.V., Sheremet E.O., Durachenko A.V. The counter flow mixer for receiving the disperse reinforced composites // Research Journal of Applied Sciences. 2014. Т.9. №12. С.1211-1215.
5. Орехова Т.Н., Уваров В.А. Определение скорости частиц материала пневмосмесителя сухих строительных смесей // Фундаментальные исследования. 2013. № 4-3. С. 592-596.
6. 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.

Повышение качества асфальтобетонного покрытия автомобильных дорог путём проведения мониторинга параметров дорожных машин в процессе выполнения работ

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия

Автомобильные дороги – это сложное инженерно-техническое сооружение, одним из самых ответственных элементов которых является дорожное покрытие. Именно состояние дорожного покрытия определяет качество и срок службы дороги, а также обеспечивает безаварийное движение транспортных средств.

Автомобильные дороги Российской Федерации не обеспечивают в настоящее время в необходимой степени интересы государства, потребности экономики и населения, в частности:

- срок службы асфальтобетонных покрытий в целом по нашей стране ниже аналогичных показателей промышленно развитых стран;
- до настоящего времени не завершено формирование опорной сети федеральных автомобильных дорог, связывающих все экономические регионы Российской Федерации.

Низкий срок службы и невысокое качество асфальтобетонных покрытий связаны с высокой вариацией качества асфальтобетона. Это происходит из-за нестабильности характеристик компонентов асфальтобетонной смеси, неконтролируемых изменений свойств смеси при её транспортировке, нестабильности параметров её в процессе укладки и уплотнения.

При рассмотрении вопросов, связанных с повышением качества асфальтобетонных покрытий, следует учитывать, что асфальтобетон является многокомпонентной структурой, на конечные эксплуатационные свойства которого влияют как факторы, связанные с производством асфальтобетонной смеси на асфальтобетонном заводе (АБЗ), так и внешние, по отношению к производству, факторы, а именно:

производственные факторы

- свойства компонентов асфальтобетонной смеси и их вариации;
- рецептура и структура смеси;
- технология производства асфальтобетонной смеси;

внешние факторы

- качество проекта покрытия автомобильной дороги;
- качество дорожного основания;
- технология транспортировки, укладки и уплотнения смеси.

На рис. 1 показан обобщённый процесс формирования качества асфальтобетонного покрытия.

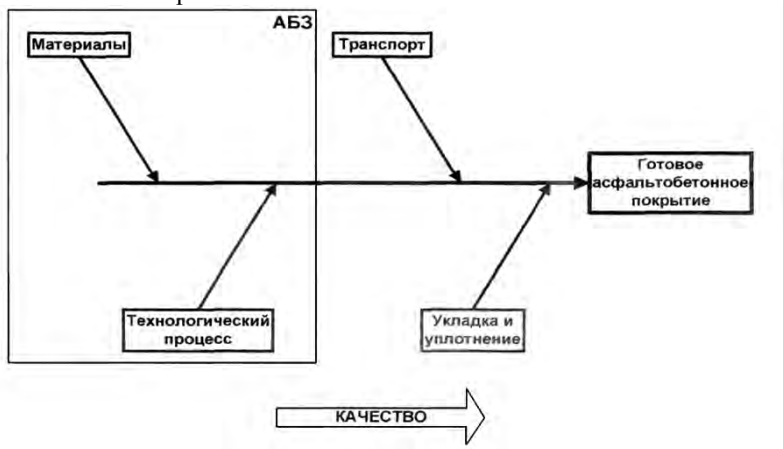


Рис. 1. Обобщённый процесс формирования качества асфальтобетонного покрытия

Рассмотрим отдельные составляющие представленной технологической цепочки, значимо влияющие на качество готового покрытия.

МАТЕРИАЛЫ. В этом блоке представлена информация о свойствах всех компонентов асфальтобетонной смеси. Она складывается из информации, которая содержится в паспортах на компоненты материалов, и результатов, полученных заводской лабораторией в ходе экспериментальных исследований фактических свойств материалов.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС. В этом блоке представляется информация о фактических значениях параметров технологического процесса, среди которых важнейшие:

- Гранулометрический состав каждого из компонентов асфальтобетонной смеси.
- Погрешность дозирования.
- Фактический состав смеси для каждого замеса.
- Температура битума, минеральных материалов, готовой смеси на выходе.
- Точность контроля.
- Частота контроля.
- Систематическая ошибка системы контроля.
- Методы и алгоритмы обработки результатов измерений.

Транспортирование асфальтобетонной смеси до места укладки (блок «ТРАНСПОРТ»):

- мониторинг параметров транспортного средства – самосвала (масса груза, скорость и направление движения);
- мониторинг параметров асфальтобетонной смеси (температура в верхней и нижней части кузова самосвала, в его бортовых частях);

- время погрузки, доставки и разгрузки смеси;
- ритмичность поставок;
- уровень расхода топлива;
- условия окружающей среды.

Блок «УКЛАДКА и УПЛОТНЕНИЕ» асфальтобетонной смеси:

- мониторинг параметров асфальтоукладчика (скорость укладки, уровень расхода топлива);
- мониторинг параметров асфальтобетонной смеси при укладке (температура и толщина укладываемого слоя);
- мониторинг параметров уплотняющих машин (скорость передвижения катков, амплитудно-частотные характеристики, количество проходов по одному следу, уровень расхода топлива);
- мониторинг параметров асфальтобетонной смеси при уплотнении (температура, плотность);
- условия окружающей среды.

Для реализации представленной структуры комплексного мониторинга параметров асфальтобетонной смеси и дорожных машин последние оборудуются спутниковой системой ГЛОНАСС-трекер, которая позволяет в режиме реального времени фиксировать вышеуказанные параметры и передавать информацию на сервер Центрального компьютера (Центр комплексной системы управления).

Последний с учётом сложившейся ситуации на пути следования автотранспорта, а также в процессе укладки и уплотнения смеси, корректирует режим работы заводского оборудования и обеспечивает получение на выходе из АБЗ асфальтобетонной смеси требуемого качества.

Система ГЛОНАСС-трекер определяет координаты местонахождения машин по сигналам спутников. К трекеру также подключаются датчики, определяющие температуру смеси, расход топлива, массу груза и другие.

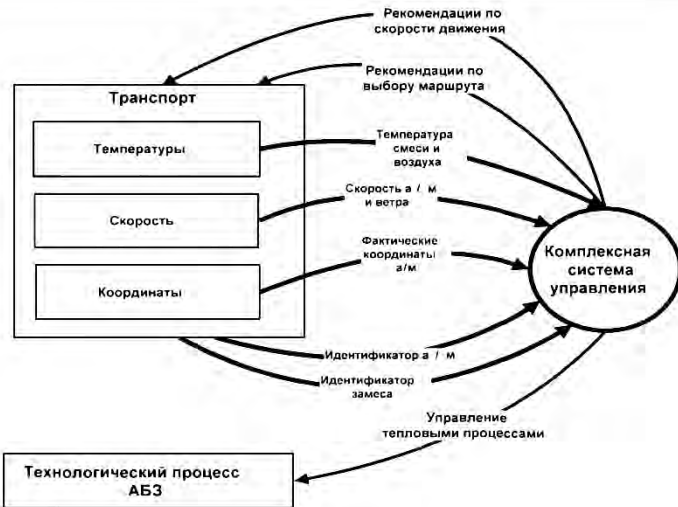


Рис. 2. Взаимодействие комплексной системы управления с подсистемой «Транспорт»

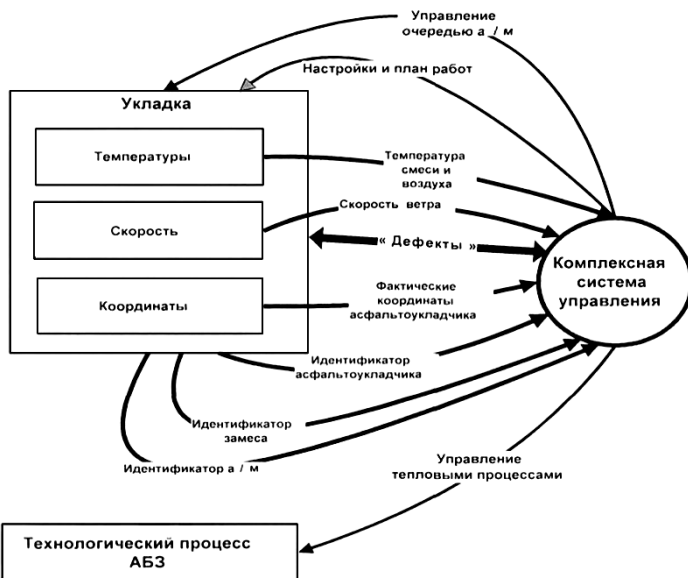


Рис. 3. Взаимодействие комплексной системы управления с подсистемой «Укладка и уплотнение»

На рис. 2 и 3 показано взаимодействие в процессе мониторинга комплексной системы управления с подсистемами «Транспорт» и «Укладка и уплотнение».

Следует отметить, что в результате мониторинга формируется значительный массив данных, обработка которых требует длительных вычислительных ресурсов. Так, для каждого самосвала после получения его фактических координат, необходимо определить положение на местности, среднюю скорость на последнем отрезке, среднюю скорость от начала движения, а также прогноз общего времени доставки и температурных полей в кузове самосвала.

Программное обеспечение позволяет пользователю получать данные спутникового мониторинга системы АБЗ – ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ – АСФАЛЬТОБЕТОН в виде наглядных отчётов, графиков и таблиц.

Комплексный мониторинг параметров дорожных машин и асфальтобетонной смеси с применением системы ГЛОНАСС обеспечивает повышение производительности выполняемых работ, позволяет уменьшить влияние человеческого фактора на качество готового дорожного покрытия, становится возможным дистанционный контроль основных параметров не только технических средств, но и укладываемого материала, а также оперативное реагирование на корректировку параметров системы АБЗ – ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ – АСФАЛЬТОБЕТОН при возникновении внештатных ситуаций.

Список литературы

1. Александров А.Е. Автоматизированное управление прочностью бетона. Автореферат канд. диссертации. – М.: МАДИ, 1999.
2. Горельшев Н.В. Асфальтобетон и другие материалы. – М.: Можайск-Тера, 1995. – 176 с.
3. Доценко А.И. Моделирование системы автоматизированного управления производством асфальтобетона / А.И. Доценко // Транспортное строительство. – 2005. – № 10. – С. 13–15.
4. Доценко А.И. Концепция комплексного управления качеством асфальтобетонных дорог / А.И. Доценко, А.В. Руденский // Механизация строительства. – 2011. – № 6. – С. 17–20.
5. Марухин А.В. Автоматизация управления состава асфальтобетонной смеси. Автореферат канд. дис. – М.: МАДИ, 1999.
6. Милосердии О.Ю. Автоматизация лаборатории асфальтобетонного завода. Автореферат канд. дис. – М.: МАДИ, 2004.
7. Моделирование и оптимизация управления составом асфальтобетонных смесей /И.Ф. Бунькин, В.А. Воробьёв, В.П. Попов и др. – М.: Изд. Российской инженерной академии, 2001. – 328 с.

8. Римкевич С.В. Распределённая система автоматизированного управления производством асфальтобетона. Автореферат канд. дис. – М.: МАДИ, 2005.
9. Шестаков В.Н., Пермьяков В.Б., Ворожейкин В.М. Технологическое обеспечение качества строительства асфальтобетонных покрытий: Метод, рекомендации. – Омск: Изд. СибАДИ, 1999. – 240 с.

А.Н. Дроздов¹, В.В. Степанов²

Разработка математических моделей ручных машин для сборочных работ

¹Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия
²Сбертех, г. Москва, Россия

В статье представлены основные направления работ кафедр «Механизация строительства» и «Малая механизация строительства» по ручным машинам для сборочных работ, включающих разработку научных основ создания машин следующих групп: монтажных молотков, гайковертов, шуруповёртов, перфораторов. Работы по исследованию и созданию ручных машин указанных групп выполнены в сотрудничестве с ЗАО «Интерскол».

Сборочные операции являются завершающими при выполнении монтажных технологий. В соответствии с видом используемого крепежа и механизма разделяют технологии прямой сборки и последовательной.

Для прямой сборки характерен крепеж в виде связей металлических дюбелей, скоб, саморезов, с помощью которых осуществляется крепление муфелей к основанию в основном путем забивки, а при использовании саморезов-заворачиванием. Для этих целей используются монтажные молотки с различными видами привода: пневматическим, газовым баллонным, электромагнитным, пороховым, обеспечивающие операции крепления изделий к любым основаниям: деревянным, бетонным железобетонным, стальным. Заворачивание саморезов проводят ручными шуруповёртами.

Для последовательной сборки характерен крепеж в виде резьбовых соединений, для установки которых требуется заранее подготовленное отверстие. В нем устанавливается резьбовое соединение в виде болта и гайки, и промежуточных стягиваемых деталей, или производится установка пластиковых дюбелей, в ряде случаев с использованием специального клея. Реализация сборочных операций обеспечивает создание усилий затяжки при моменте затяжки свыше 9000Нм (до М30 и выше). В обеих технологиях разметка мест установки крепежа производится с применением лазерных приборов.

Целью работы является разработка научных основ создания РМ, используемых в современных технологиях строительства, для их реализации на отечественных предприятиях.

Реализуется комплекс исследований в виде разработки математических моделей, проведения натурных испытаний и компьютерных технологий. Основным методом исследований является экспериментально - теоретический метод идентификации, при котором значение параметров динамических схем машин определялись в результате экспериментальных исследований по тензометрированию нагрузок на их рабочих органах и анализа осциллограмм динамического давления масла (воздуха) в рабочих полостях привода. Особенность проведения таких работ заключается в необходимости использования специальных малобазных тензодатчиков. В исследованиях по определению нагрузок на рабочих органах машин применялись малобазные тензорезисторы, изготовленные по специальной технологии и являющиеся надежным и достоверным средством измерения деформаций при высокоскоростном импульсном нагружении. Регистрация и оцифровка сигналов с датчика осуществлялась с помощью системы сбора данных в составе персонального компьютера, шасси, а также четырёхканального модуля измерения динамических сигналов.

Для обработки сигналов использовалось специально разработанное программное обеспечение, работающее в среде LabVIEW. Программа обеспечивает работу компьютера в режиме осциллографа, регистратора и анализатора. При разработке был предусмотрен широкий спектр возможностей по обработке сигналов в реальном времени или данных, записанных в файл. Аналитические исследования математических моделей машин проводилось в системе MathCAD. Разработанные математические модели основных видов ручных машин с примерами их реализации представлены в [1-5].

Ручные ударные гайковерты являются эффективным средством затяжки резьбовых соединений и находят широкое применение при выполнении сборочных работ. Исследование динамики машин этого вида базировались на теоретических моделях виброударных систем, а также экспериментально-теоретических методах изучения ударных процессов. Проведенные работы позволили установить рациональные режимы движений ударника, получить осциллограммы ударных импульсов на шпинделе, которые при упрощенном моделировании процесса удара дали возможность оценить жесткость и демпфирующие свойства кулачков соударяемых деталей и определить значение ударных сил, действующих на кулачки. Анализ параметров ударного импульса и размеров кулачков соударяемых деталей позволил обосновать возможность статического подхода при определении в них напряжений, что было реализовано при оценке их прочности. Результатом исследований явились методические основы расчета ударных гайковертов, которые были реализованы в конструкциях отечественных

вибробезопасных пневмогайковертов московского завода «Пневмострой-машины».

Достойную альтернативу механическим ударным гайковёртам могут составить машины с передачей энергии через гидравлическую среду, исключающие наличие механического удара и контактного взаимодействия типа «метал-метал». Фактически гидроимпульсный гайковёрт можно охарактеризовать как импульсный гайковёрт с гидравлическим амортизатором. Таким машинам свойственны как преимущества «чисто механических» ударных аналогов, так и ряд дополнительных качеств: пониженная вибро- и шумобезопасности, надёжности, удельной мощности. В настоящее время создан опытный образец машины, проходящий доводочные испытания.

В развитии теории ручных машин данного подкласса к. т. н. Степановым В. В. выполнены работы по созданию методики расчёта ручных гидроимпульсных гайковёртов. Эти гайковёрты обеспечивают ряд преимуществ по вибро- и шумобезопасности, надёжности, удельной мощности. В настоящее время создан опытный образец машины, проходящий доводочные испытания.

При механизированной сборке резьбовых соединений в диапазоне диаметров резьбы М8 – М24 используются ручные ударные гайковерты. В настоящее время производителями этих машин в качестве технических характеристик приводятся такие показатели как максимальный крутящий момент, диапазон диаметров резьбы, а также частота ударов. При этом известно, что развиваемый крутящий момент гайковерта сильно зависит от жесткости болта и пакета скрепляемых деталей. Фактически приводимое в паспорте значение максимального крутящего момента - это то усилие, которое сможет преодолеть гайковерт в режиме откручивания. Таким образом, при механизации сборочных процессов этой информации оказывается недостаточно. Более универсальным показателем машин ударного действия является энергия единичного удара. В данной работе предложена инженерная методика, которая может использоваться при определении энергии единичного удара гайковертов в производственных условиях, а также при механизации технологических процессов сборки резьбовых соединений.

Анализ существующих работ выявил высокий интерес как к теме резьбовых соединений, так и к способам их затяжки. Общие вопросы конструирования и прочности резьбовых соединений содержатся в работе [2]. Вопросам моделирования ударной затяжки резьбовых соединений посвящены работы [3, 6]. В работе [1] авторы решают задачу повышения эффективности и точности математической модели электрического ударного гайковерта, с целью дальнейшей оптимизации его конструкции. В ходе исследования разработана новая модель, учитывающая динамическую податливость ударного механизма, шпиндельного вала и компонентов кинематических

пар ударника. Учтены и проанализированы нелинейные явления контактных взаимодействий. Параметрическая идентификация выполняется на основе подхода многокритериальной оптимизации (МОО). Данные расчетов удовлетворительно коррелируются с экспериментальными исследованиями процесса затяжки резьбовых соединений. В других работах исследование жесткости и контактных взаимодействий резьбовых соединений проводится численными методами конечных элементов. Анализ работ по теме настоящей статьи выявил отсутствие достоверных способов механизации процессов сборки резьбовых соединений.

эффективных способов выбора гайковёртов для механизации сборочных работ, что связано, в первую очередь, с неоднозначностью жесткости стыков монтируемых соединений

Постановка задачи. Основываясь на представлении резьбового соединения в виде упруго-фрикционной динамической модели с самоторможением Рисунок 1, можно найти аналитическую формулу для определения координаты шпинделя гайковерта и головки болта в зависимости от энергии и количества ударов [2].

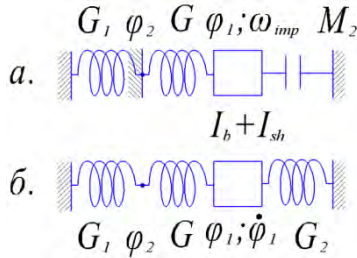


Рис. 1. Динамическая модель резьбового соединения в процессе ударной затяжки:

а – в режиме закручивания при неподвижной резьбе; б – в тяговом режиме

Результаты анализа математической модели. Математическая модель процесса ударной затяжки для динамической схемы (Рисунок 1) описывается кусочно-линейным уравнением вида:

- в режиме закручивания при неподвижной резьбе

$$(I_{sh} + I_b)\ddot{\varphi}_1 + M_2 + G(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \quad (1)$$

$$\varphi_2 = const$$

- в тяговом режиме

$$(I_{sh} + I_b)\ddot{\varphi}_1 + M_2(\varphi_1) + C_1\varphi_1 = 0 \quad (2)$$

$$\varphi_2 = \frac{G}{G_1 + G} \varphi_1$$

В математической модели приняты следующие обозначения динамических параметров:

$C_1 = \frac{GKr^2 \text{tg} \alpha \text{tg}(\rho' + \alpha)}{G + Kr^2 \text{tg} \alpha \text{tg}(\rho' + \alpha)}$ - приведенная жесткость соединения в тяговом режиме;

$G_1 = Kr^2 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg}(\rho' + \alpha)$ - крутильная жесткость пружины, имитирующей податливость деталей;

$M_2 = -P R f \operatorname{sign} \varphi_1$ - момент трения под головкой болта;

$P = \frac{GKrtg\alpha}{G+Kr^2 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg}(\rho'+\alpha)} \varphi_1$ - усилие затяжки;

G – крутильная жесткость болта; p - шаг резьбы; α - угол подъема винтовой линии резьбы; r - средний радиус резьбы; $\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\beta}{2}}$ - приведенный угол трения в резьбе; f – коэффициент трения фрикционной пары; β – угол профиля резьбы; R – приведенный радиус трения опорной поверхности головки болта; φ_1 – угловая координата болта; φ_2 – угловая координата самотормозящегося элемента (резьбы); I_{sh} – момент инерции шпинделя; I_b – момент инерции болта; $\rho_{rest}' = \operatorname{arctg} \frac{f_{rest}}{\cos \frac{\beta}{2}}$ - приведенный угол трения покоя в резьбе; K – эквивалентная продольная жесткость болта и корпуса; $f_{rest} = kf$ – коэффициент трения покоя.

На основании анализа уравнений энергетического баланса математической модели была получена рекуррентная зависимость вида:

$$\varphi_k = \sqrt{E \omega_{imp}^2 + (E^{rest} - E \sigma^{rest}) \varphi_{k-1}^2}, \quad (3)$$

где φ_k – координата головки болта, достигаемая при очередном ударе; φ_{k-1} – координата головки болта после предыдущего удара; E , E^{rest} , σ^{rest} – параметры конкретного резьбового соединения (по Таблице 1);

$\omega_{imp} = \sqrt{\frac{2E_{imp}}{I_{sh} + I_b}}$ - послеударная скорость шпинделя гайковерта; E_{imp} –

энергия единичного удара гайковерта.

Инженерная методика расчета энергии удара гайковерта.

Алгоритм расчета по предлагаемой методике подразумевает:

1. Определение координаты болта при переходе гайковерта в ударный режим

$$\varphi_0 = \frac{M_{st}}{C_1},$$

где M_{st} – максимальный крутящий момент в статическом режиме работы гайковерта (обычно не превышает 5 – 8 Нм).

2. Определение послеударной скорости ω_{imp} по заданной энергии удара гайковерта (момент инерции шпинделя принимается $2.107 \cdot 10^{-5}$ и $9.057 \cdot 10^{-5}$ кг м² для шпинделей под головки 1/2” и 3/4” соответственно).

3. Итерационный расчет координаты по формуле (3) для заданного количества ударов (здесь k – номер удара) и соответствующего момента

$$M(k) = C_1 \varphi_k.$$

4. Определение максимального крутящего момента при затяжке заданного резьбового соединения заданным гайковертом по формулам

$$\varphi_{lim} = \sqrt{\frac{E}{1 - (E^{rest} - E\sigma^{rest})}} \omega_{imp}, \quad M_{lim} = C_1 \varphi_{lim} \quad (4)$$

5. Определение энергии удара гайковерта с измерением предельного крутящего момента в производственных условиях (на представительном резьбовом соединении) путем сравнения измеренного значения с результатами расчетов по пункту 4.

Ручные машины для забивки гвоздей и скоб (монтажные молотки) широко используются при тарных операциях, а так же в сборочных работах в малоэтажном деревянном строительстве. Машины представляют собой монтажные пневмомолотки с управляемой частотой ударов. Исполнительное устройство привода молотка представляет собой пневмоцилиндр с рабочим органом в виде штока. Поршневая полость цилиндра через клапанное устройство и воздухораспределитель соединена с пневмомагистралью. Штоковая полость цилиндра через проточки в нижней его части сообщается с аккумулирующей камерой. Воздухораспределительное устройство - клапанного типа, и двухсекционное с ручным управлением и предохранительной системой, обеспечивающей возможность управление молотком только в исходном рабочем положении. Рабочий цикл включает отдельные временные отрезки, основными из которых являются время прямого и обратного хода рабочего органа. В исходном рабочем положении к корпусу машины, клапана и рабочего органа со стороны оператора приложено осевое усилие нажатия. Разработанная математическая модель включает дифференциальные уравнения изменения давления воздуха в камерах, а также совокупность начальных, промежуточных и конечных условий движения рабочего органа. Принималось, что весь процесс идет без теплообмена; расходы газа в модели определялись по формуле Сен-Венана и Ванцеля; сопротивления внедрению крепежного элемента принимались пропорциональными его периметру и глубине внедрения. Для описания математической модели разработана программа расчета, позволяющая оперативно анализировать влияние ряда конструктивных параметров машины на эффективность выполнения рабочего процесса, определять оптимальные параметры, а также оценивать её характеристики для решения вопроса о расширении технологических возможностей молотков такого типа.

Ручные электрические перфораторы получили широкое использование в сборочных минитехнологиях с предварительной подготовкой монтажных отверстий. Их привод включает коллекторный электродвигатель, зубчатую передачу, преобразовательный и ударный механизм. В качестве последнего используются компрессионно-вакуумные механизмы с аккумулирующей воздушной камерой. Настоящее исследование проводилось на стадии разработки конструкции привода указанных машин. Проведенные исследования позволили оперативно получить информацию о внутренних процессах в приводе, в частности: закон движения ударника при различных значениях начальной «воздушной подушки», графики его скорости и ускорения за

цикл, зависимость изменения рабочего давления в камере. Конструктивные проработки узлов компрессионно-вакуумных ударных механизмов реализованы в серийных и промышленных образцах отечественных перфораторов.

Разработанные модели машин позволяют оценивать эргономические параметры в системе оператор - ручная машина - среда обработки и формируют основы их проектирования.

Список литературы

1. Бабицкий В. И. Теория виброударных систем. Приближённые методы. М.: Наука, 1978 - 352 с.
2. Быховский И. И., Гольдштейн Б. Г. Основы конструирования вибробезопасных ручных машин. М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.
3. Дроздов А.Н. Ручные машины для строительного-монтажных работ / устройство и основы расчета /. Учебное пособие. М. МГСУ. 1999 г., 250 с.
4. Дроздов А. Н., Степанов В. В. Электрические ударные гайковёрты. Динамика. Монография. М.: МГСУ, 2013 – 119 с.
5. Дроздов А. Н., Степанов В. В. Математические модели ручных машин для строительного-монтажных работ с примерами реализации: учебное пособие. Под ред. Б. Г. Гольдштейна. НИУ МГСУ, 2016 - 152 с.

*И.А. Емельянова, В.В. Блажко, А.И. Анищенко,
О.В. Доброходова, Д.Ю. Суббота*

Универсальность технологических комплектов малогабаритного оборудования с использованием набрызгбетонирования в условиях строительных площадок

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры,
г. Харьков, Украина

В статье предложены схемы рациональной компоновки малогабаритных комплектов оборудования для выполнения различных видов работ в условиях строительной площадки. В качестве базовых машин данных комплектов, предложено использовать новые образцы оборудования для приготовления строительных смесей. Предложена методика определения производительности технологического комплекта оборудования с учетом используемой базовой машины.

В современном строительстве существенную роль при возведении зданий и сооружений играет монолитный железобетон с максимально возможным выполнением операций рабочего процесса непосредственно на строительной площадке. С этих позиций представляет интерес использование технологических комплексов оборудования.

Технологические комплексы обеспечивают в основном, последовательное использование на строительной площадке во время рабочего цикла отдельных машин и оборудования. Технологические комплекты характеризуются наличием общей рамы или станины, на которой размещены в общей технологической цепочке отдельные машины (оборудование), которые позволяют выполнение отдельных операций совместить во времени и при этом, существенно повысить производительность строительных работ (до 20...30%) при снижении энергозатрат до 20...25% [1, 2]. Ярким примером такой организации работ является использование предлагаемого технологического комплекта малогабаритного оборудования, в частности при работе на фибробетонных смесях с синтетическими волокнами [3].

Особого внимания заслуживает использование таких комплектов для изготовления конструкций и изделий непосредственно на объекте строительства способом мокрого торкретирования при безопалубочном бетонировании.

Предлагаемый комплект оборудования является универсальным, так как он может использоваться при соответствующих комбинациях оборудования, которое входит в состав такого комплекта: - для приготовления сухих строительных смесей; для приготовления фибробетонных смесей; выполнение набрызг-бетонных работ способом мокрого торкретирования; безопалубочное бетонирование с использованием способа мокрого торкретирования; для приготовления бетонных смесей и строительных растворов различного назначения.

Все оборудование, которое включено в принципиальную схему рассматриваемого технологического комплекта, запатентовано в Украине и прошло широкую апробацию на строительных объектах, за исключением беспоршневого шлангового бетононасоса, который в настоящее время подлжет испытаниям.

Производительность технологического комплекта определяется производительностью базовой машины, которая включена в состав оборудования комплекта.

Варианты применения базовых машин отражены в структурной схеме (Рис. 1). Согласно этой схеме в зависимости от вида выполняемых работ техническая производительность предлагаемого комплекта оборудования может быть определена либо по работе бетоносмесителей, либо по работе растворобетононасосов (бетононасосов).

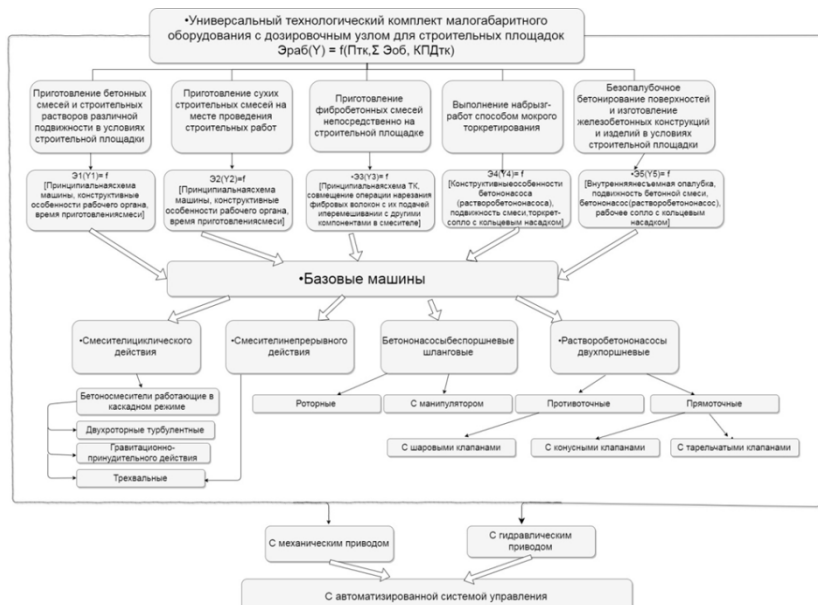


Рис. 1 Структурная схема к определению производительности универсального технологического комплекта малогабаритного оборудования для условий строительных площадок

По работе трехвального бетононасосителя:

- при приготовлении бетонных смесей (растворов) различной подвижности, выполнении торкрет-работ, безопалубочном бетонировании:

$$P_{\text{техн}} = 3600 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) b \cdot n \cdot Z_{\text{л}} \cdot \sin \alpha \cdot k_3^{\text{CP}} \cdot k_{\text{в}}^{\text{II}}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (1) [8]$$

где b – ширина лопатки, м; $Z_{\text{л}}$ – количество лопаток среднего вала; α – угол атаки лопатки, град; D – диаметр по торцу лопатки среднего вала; d – диаметр среднего вала, м; n – частота вращения рабочего органа смесителя; k_3^{CP} – коэффициент загрузки компонентами смеси в зоне среднего вала; $k_{\text{в}}^{\text{II}}$ – коэффициент возврата смеси во второй зоне.

- при приготовлении фибробетонных смесей $P_{\text{техн}}^{\text{I}}$ определяется с учетом коэффициента, который учитывает процент максимально допустимого объема введения в бетонную смесь синтетических волокон. При этом, следует отметить, что частота вращения ножевой головки, которая нарезает фибровые волокна, должна строго согласовываться с частотой вращения рабочего органа смесителя:

$$P_{\text{техн}}^{\text{I}} = 3600 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) b \cdot n \cdot Z \cdot \sin \alpha \cdot k_3^{\text{CP}} \cdot k_{\text{max фб}}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (2) [7]$$

где $k_{\text{max фб}}$ – коэффициент, учитывающий допустимый объем поступления фибровых волокон в смеситель от автомата-резчика; $k_3^{\text{CP}}=0,75$.

При приготовлении сухих строительных смесей средний вал может быть полностью выполнен в виде шнека, витки которого участвуют в процессе перемешивания сухих компонентов смеси с одновременным продвижением приготавливаемой смеси к выгрузочному отверстию машины.

Производительность технологического комплекта в случае приготовления сухих строительных смесей определяется как:

$$\Pi_{\text{техн}}^{\text{II}} = 60 \frac{\pi D^2}{4} S \cdot n \cdot k_{\text{обз}} \cdot (k_{\text{max фб}}) \quad (3)$$

где D – диаметр винта шнека, м; S – шаг установки винтов шнека, м; n – частота вращения шнека, мин^{-1} ; $k_{\text{обз}}$ – объемный коэффициент заполнения компонентами смеси рабочего пространства шнека; $k_{\text{max фб}}$ – коэффициент учитывается в случае приготовления сухих фибробетонных смесей.

По работе бетоносмесителя гравитационно-принудительного действия:

- при приготовлении бетонных смесей (строительных растворов) различного назначения, выполнении торкрет-работ безопалубочным способом бетонирования, при приготовлении сухих строительных смесей:

$$\Pi_{\text{экспл}}^{\text{III}} = 1800[\pi L_K (R_K^2 \cdot k_{\text{po}} - r_{\text{в}}^2) - \pi \cdot r_{\text{н}}^2 \cdot L_{\text{н}} \cdot Z_{\text{н}} - Z_1 \cdot b_1 \cdot h_1 \cdot c_1 - Z_2 \cdot b_2 \cdot h_2 \cdot c_2] \cdot \frac{k_{\text{вр}}}{t_{\text{ц}}} \quad (4) [8]$$

где L_K , R_K – соответственно длина и радиус корпуса смесителя; k_{po} – коэффициент, учитывающий распределение объема смеси в корпусе смесителя ($k_{\text{po}} = 1,0$ при $k_{30} = 0,5$); $r_{\text{в}}$ – радиус вала, м; $r_{\text{н}}$, $L_{\text{н}}$, $Z_{\text{н}}$ – соответственно радиус, длина ножек лопаток вала и их количество; Z_1 , b_1 , h_1 , c_1 – количество, длина высота и толщина лопаток корпуса смесителя, м; Z_2 , b_2 , h_2 , c_2 – количество, длина, высота и толщина лопаток гравитационного вала смесителя, м.

В случае приготовления фибробетонных смесей следует учитывать процент ввода максимально допустимого количества синтетических волокон.

При определении $\Pi_{\text{экспл}}^{\text{III}}$ следует учитывать также коэффициент использования машины по времени: $k_{\text{вр}} = 0,7 \dots 0,85$.

По работе двухроторного турбулентного бетоносмесителя:

- при приготовлении сухих строительных смесей:

$$\Pi_{\text{экспл}}^{\text{IV}} = 2400\pi \cdot h (R^2 + r^2 + R \cdot r) \cdot \frac{k_{\text{вр}}}{t_{\text{ц}}}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (5) [9]$$

где h – длина корпуса смесителя, м; R – радиус нижних оснований корпуса смесителя; r – радиус верхних оснований корпуса смесителя; $t_{\text{ц}}$ – время рабочего цикла; $k_{\text{вр}}$ – коэффициент использования машины по времени.

Таким образом, универсальность технологических комплектов нового малогабаритного оборудования позволяет их широко использовать в различных сферах строительства: ремонт и реконструкция действующих зданий и сооружений; бетонирование монолитным железобетоном объектов

неограниченной протяженности при экономном расходе энергии и высокими показателями качества выполняемых работ; строительство малоэтажных объектов различного назначения с использованием железобетонных конструкций и изделий, изготовленных непосредственно на строительной площадке с применением метода безопалубочного бетонирования.

В связи с этим, такие комплекты оборудования могут успешно работать на строительных смесях различного назначения: бетонных с подвижностью $P=5-12$ см; фибробетонных с синтетическими волокнами, сухих строительных, литейных и строительных растворах.

Следовательно, можно констатировать, что использование аналогичных комплектов оборудования существенно облегчит работы на строительных площадках.

Выводы:

1. Приведена структурная схема к определению производительности универсального технологического комплекта нового малогабаритного оборудования для условий строительной площадки.
2. Выделены базовые машины предлагаемого комплекта.
3. Приведены зависимости для определения производительности таких комплектов, которая является функцией условий работы выделенных базовых машин.
4. Показана разносторонность возможностей использования в строительстве таких комплектов.
5. Акцентируется внимание на основных преимуществах предлагаемого технологического комплекта и, прежде всего, на совмещении всех технологических операций рабочего цикла.

Список литературы

1. Емельянова И.А. Технологические особенности возведения зданий и сооружений криволинейной формы по строительной системе «Монофант» с использованием малогабаритного оборудования способом мокрого торкретирования// И. А. Емельянова, С. А. Гузенко, Д. О. Чайка и др. // «Інноваційні технології в архітектурі і дизайні». Колективна монографія. – Харків: ХНУБА, 2017. – 668 с.
2. И. А. Емельянова. Комплект оборудования для приготовления строительных смесей в условиях строительной площадки/ И. А. Емельянова, В. В. Блажко // Материалы международной научно-технической конференции «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии». – Могилев: ГУВПО «Белорусско-российский университет, 2016. – С. 141-142.
3. Inga Emeljanova/ Features of creation of universal technet logical sets of the small – sized equipment for conditions of a building site/ Inga Emeljanova, Vladimir Blazhko, Denis Chayka, Vladimir Shatokhin, Dmiytro Kanets //

Науковий вісник будівництва. – Харків: ХНУБА, 2017. - №4, том 90. – С. 136-145.

4. І. А. Ємельянова. Гідравлічне обладнання нового покоління для безопалубкового бетонування при виготовленні залізобетонних конструкцій/ І. А. Ємельянова, Д.О. Чайка // Матеріали XVIII Міжнародної науково-технічної конференції Ас ПГП – Вінниця: ВНТУ, 2017. – С. 37-38.

5. І. А. Ємельянова. Створення технологічного комплексу малогабаритного обладнання з безпоршневим бетононасосом для умов будівельного майданчика/ І. А. Ємельянова, Д. О. Чайка, Б. С. Кабанець //Науково-технічний збірник. Серія: технічні науки та архітектура. – Харків: НУМГ ім. О. М. Бекетова, 2017. – С. 98-103.

6. И. А. Емельянова, А. И. Анищенко, С. М. Евель, В. В. Блажко, О. В. Доброходова, Н. А. Меленцов. Бетоносмесители работающие в каскадном режиме – Харьков: Тим Паблиш Груп, 2012. – 146 с.

7. Емельянова И. А. Определение концентрации полипропиленовой фибры при приготовлении бетонной смеси в условиях использования технологического комплекта оборудования с трехвальным бетоносмесителем/ И. А. Емельянова, В. Ю. Шевченко // материалы международной научно-технической конференции «Интерстроймех-14». – Самара, 2014. – 288 с.

8. I. Emeljanova, V. Blazko, A. Anishchenko, O. Dobrohodova, A. Gordienko. Capacity and power efficiency determination for concrete mixers operation in cascade made // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХНУБА, 2017. - №4, т. 90. – С. 145-153.

9. И. А. Емельянова. Сухие строительные смеси и малогабаритное оборудование для их приготовления. – Харьков: ТО «Эксклюзив, 2017. – 141 с.

10. Пат. 112585 Україна МПК (26.09.2016) F04B43/12 (2006.01), Универсальный шланговый бетононасос / Ємельянова І. А., Задорожний А. О., Клименко М. В., Чайка Д. О. Заявник та одержувач – Харківський університет будівництва та архітектури будівництва та архітектури, Заявл. 22.12.2014, опубл. 26.09.2016, Бюл. №18.

11. Двухпоршневые растворобетононасосы для условий строительной площадки. Монография // И. А. Емельянова, А. А. Задорожний, С. А. Гузенко, Н. А. Меленцов. – Харьков: Тимченко А. Н., 2011. – 196 с.

Системы управления дорожно-строительной техникой

Казанский государственный архитектурно-строительный университет,
г. Казань, Россия

Актуальность исследуемой проблемы. Системы управления строительной техникой – современное средство автоматизации контроля и управления строительной техникой на протяжении всех этапов производства земляных и дорожных работ. Цель применения заключается в достижении максимального соответствия проекту со значительной экономией средств и времени. При этом обеспечивается сокращение расходов на инженерные работы, экономия топлива, увеличение ресурса машин [4, 5].

Основная часть. Строительство является крупнейшей отраслью производства, но, несмотря на это, она недостаточно автоматизирована. Современные программно-аппаратные средства, позволяют автоматизировать строительную технику

Система нивелирования это система контроля положения рабочего оборудования машины по высоте и уклону. 3D – это значит, что рабочий орган позиционируется в трехмерных координатах, соответственно зная плоские координаты и отметку на кромке рабочего органа, можно судить о правильности формирования поверхности машиной и в целом выполнения работы. Иногда по комплектации упоминают слово «автоматический», это говорит о том, что система нивелирования, имея информацию о текущем положении рабочего органа, может автоматически компенсировать разницу в отметках между текущим положением рабочего органа и предусмотренным проектом. Как правило, практически все системы нивелирования поставляются с такой возможностью, так как отказываться от этого удобного инструмента определенно не целесообразно [12].

Использование систем нивелирования 3D удобно: для оперативного контроля выполнения работы, для облегчения выполнения работ машинами, для формирования поверхности с необходимой точностью. Вроде не так много преимуществ, на первый взгляд, для активного распространения и применения систем среди строительных организаций [6, 8].

Преимущества лежат на поверхности полученной после выполнения работы машиной и это не только ровность, а и точность, скорость выполненной работы за счет отсутствия промежуточного контроля и отсутствие необходимости постоянных разбивок со стороны геодезистов. Практика показывает, что используя системы нивелирования 3D, производительность земляных работ возрастает от 2 до 3 раз! Соответственно снижаются эксплуатационные расходы, снижается расход материала из-за минимизации потерь и переработок, минимизируются возникновения переделок. И это не

весь перечень достоинств. Применяя системы нивелирования 3D, любой руководитель выводит свою компанию на новый уровень производства работ.

Не смотря на то, что основной машиной при земляных работах является грейдер, начинать внедрение систем 3D лучше всего с бульдозера и вот почему. Бульдозер выполняет огромное количество земляных работ связанных с перемещением грунта, послойным формированием насыпи или выемки. И соответственно работает достаточно много времени. Установив систему 3D, на бульдозер, машинист будет достигать лучшей точности промежуточных слоев насыпи, тем самым снижая объем работы для грейдера при подрезании поверхности после такого же промежуточного уплотнения. Да и насыпь или выемка будут формироваться в два раза быстрее, чем без системы 3D.

Система 3D с лазерным построителем плоскости для бульдозеров - это единственная система из представленных конфигураций не относящаяся к спутниковым решениям. Позиционирование отвала происходит с помощью роботизированного электронного тахеометра постоянно следящего за призмой, находящейся на единственной мачте. Для учета поперечного положения отвала используется все тот же стандартный датчик уклона. Из положительных сторон невысокая стоимость и высокая точность, хотя на бульдозере выводить миллиметры никто никогда не будет, конечно. А вот факт, что данная система полезна там, где нет видимости неба и спутников или вовсе нет возможности использовать спутниковые методы, может сослужить хорошую службу. Из минусов использования, обязательное наличие прямой видимости от тахеометра до призмы, ограничение дальности работы, и не возможность учета не прямолинейных движений машины и поворотного отвала. При этом нужно учитывать, что с каждой системой необходим роботизированный тахеометр, при этом размер машины не принципиален.

Лазерный датчик представляет собой подвижный блок с чувствительным для лазерного луча приемным элементом. При необходимости подготовки ровной поверхности на рабочем объекте в удобном месте устанавливается лазерный построитель плоскости. С помощью встроенной в лазерный инструмент панели управления задаются рабочие параметры: скорость вращения лазерного луча и значения уклонов вдоль и поперек опорного направления. На рабочем органе машины, например, на отвале, закрепляется специальная мачта, на которой размещается лазерный приемник. Далее отвал машины устанавливают на исходной точке объекта (репере), имеющей проектную отметку. Датчик смещают и закрепляют на мачте таким образом, чтобы лазерный луч построителя при вращении попадал на центральную область приемника. При этом система визуальной индикации сигнализирует о соответствии положения рабочего органа машины проекту. Машина начинает движение, и в случае смещения положения режущей

кромки отвала от проектного уровня по высоте, световой индикатор сигнализирует об уходе с проектной плоскости, а бортовой компьютер немедленно генерирует корректирующий сигнал, посылаемый в систему гидропривода машины. Рабочий орган возвращается на проектный уровень. Полученные результаты передаются в бортовой компьютер машины, где координаты редуцируются на режущую кромку. Затем эти данные сравниваются с проектом, загруженным в память блока управления и, при необходимости, вносятся корректировки в положение отвала путем воздействия на систему гидропривода. Процесс управления отвалом полностью берет на себя автоматика. Этот процесс выполняется непрерывно. Таким образом, обеспечивается ровное выравнивание с точностью соответствия проекту по высоте в пределах одного сантиметра. При этом для контроля поперечного уклона отвала может быть использован датчик поперечного наклона или установлены сразу две мачты с лазерными датчиками по краям отвала.

Материалы и методика исследований. Изучив возможности и перспективы использования спутниковых систем управления строительной техникой, была разработана и изготовлена учебная динамическая модель бульдозера с использованием реальных электронных систем контроля, управления и спутниковой навигации (рис.1). Наличие данной модели значительно облегчает изучение и понимание процесса управления бульдозером с помощью спутникового сигнала. Для данной модели был составлен цифровой проект поверхности для дальнейшего выравнивания и загружен в бортовой компьютер. В процессе обучения отрабатываются все ситуации, возникающие при выравнивании поверхности, и отрабатываются навыки управления [9, 10].

Модель применяется в качестве учебного пособия для студентов и специалистов, повышающих свою квалификацию в управлении строительной техникой. Наличие такой модели с реально существующими компонентами, наличием базовой станции и лазерного построителя плоскости позволяет ускорить адаптационный период машиниста в управлении строительной техникой. Знание и умение управлять строительной техникой с использованием спутниковых систем управления позволяет шире использовать данные возможности для увеличения производительности труда при выполнении земляных работ [7, 11].



Рис. 1. Вид сбоку модели системы управления бульдозера

В последние годы, в дополнение к функционирующим в рабочем режиме глобальным навигационным системам GPS и ГЛОНАСС, активно присоединяются другие глобальные и региональные навигационные спутниковые системы. К их числу следует отнести, прежде всего, частично развернутую китайскую систему BEIDOU (BDS) и находящуюся на стадии испытаний европейскую навигационную систему GALILEO. Запущены первые навигационные спутники региональных систем QZSS (Япония) и IRNSS (Индия). Кроме того, навигационные системы первого поколения GPS и ГЛОНАСС постоянно находятся в стадии модернизации включающей в себя добавление новых сигналов, в том числе и на новых несущих частотах [1,3].

Можно уверенно прогнозировать, что через 3-5 лет, после полноценного развертывания систем GALILEO, BEIDOU и QZSS, число одновременно наблюдаемых на станции спутников будет более 50-ти. Машины, оснащенные такой системой управления, будут получать большее количество уверенных сигналов, смогут свободно перемещаться по всему рабочему объекту, выполняя подготовку поверхности с более высокой точностью в плане и по высоте в любое время суток и в любую погоду, что пропорционально скажется на росте производительности дорожно-строительной техники [2].

Выводы. Использование современных систем управления строительной техникой позволит эффективно внедрять передовой зарубежный опыт создания технологических платформ, основанных на соединении трех факторов: внутреннего спроса, интеллектуального капитала и новейших отечественных и зарубежных технологий направленных на увеличение производительности труда в дорожно-строительной отрасли.

Список литературы

1. Montenbruck O., Rizos C., Weber R., Weber G., Neilan R., and Hugentobler U. Getting a Grip on Multi-GNSS: The International GNSS Service MGEX Campaign, GPS World, July 2013, p. 44-49.
2. <http://igs.org> Сайт International GNSS Service.
3. Montenbruck O. From China with Love – The BeiDou Navigation System, Satellite Navigation Seminar, TUM, 14 May 2013.
4. Николаева Р.В. Тенденция изменения транспортных рисков. Наука и техника в дорожной отрасли. 2008. № 4 (47). С. 8-10.
5. Николаева Р.В. Совершенствование транспортной системы на основе развития интеллектуальных транспортных систем. Материалы IV международной научно-практической конференции. 2016. С. 387-392.
6. Николаева Р.В., Газизова З.С., Загидулина А.Д. Формирование и развития интеллектуальных транспортных систем. Техника и технология транспорта. 2016. № 1. С. 8-14.
7. Николаева Р.В. Тенденция изменения транспортных рисков Наука и техника в дорожной отрасли. 2008. № 4 (47). С. 8-10.
8. Галенко Л.А., Николаева Р.В. Интеллектуальные транспортные системы - решение транспортных проблем. Техника и технология транспорта. 2017. № 3 (4). С. 12.
9. Сахапов Р.Л., Абсалямова С.Г. Инновационная пауза как шанс на технологическую модернизацию российской экономики. Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. 2012. № 3. С. 203-209.
10. Сахапов Р.Л., Абсалямова С.Г. Новые приоритеты промышленной политики и смена парадигмы инженерного образования Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. 2015. № 3 (33). С. 221-229.
11. Сахапов Р.Л., Абсалямов Т.Б. Сетевое образование как фактор успешной реализации российской промышленной политики Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2015. Т. 17. № 2-4. С. 891-895.
12. Сахапов Р.Л., Загретдинов Р.В., Габдуллин Т.Р. Моделирование систем управления дорожно-строительной техникой. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т. 16. № 1-2. С. 394-396.

Состояние и перспективы применения технологии “вспененного битума”

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

Для строительства дорожного полотна необходимо большое количество строительных материалов. Строительные организации испытывают особые трудности при получении достаточно дефицитных органических вяжущих материалов, прежде всего вязких нефтяных битумов, которые необходимы для создания автомобильных дорог с асфальтобетонными покрытиями. Таким образом, в области производства дорожно-строительных материалов в современных условиях, огромное значение имеет внедрение новых прогрессивных способов приготовления асфальтобетонных смесей позволяющих снизить энергоемкость, трудоемкость и материалоемкость технологических процессов, при этом обеспечивающих требуемое количество готовой продукции.

В нынешней ситуации из-за всеобщего ухудшения экологической ситуации первоочередной задачей разработчиков является уменьшение эмиссий в атмосферу и снижение энергоемкости технологических процессов параллельно увеличивая их эффективность.

Рекомендации, которые предусматривают, в частности, активацию минеральных материалов, введение в состав вяжущего улучшающих добавок, комплексное использование различных вяжущих веществ, применение более совершенного оборудования и другие; повышают качества асфальтобетонных смесей и снижают расходы дефицитных битумов. Однако в тоже время большинство из предлагаемых способов существенно усложняет технологию работ, а также предусматривает расход дефицитных и относительно дорогих химических веществ [1-11].

Исследование данного вопроса и выявило необходимость создания и производства теплых асфальтобетонных смесей при помощи вспененных битумов.

Был рассмотрен процесс вспенивания битума и предложены пути повышения его качества.

Вспененный битум (или пеноасфальт) образуется, когда небольшое количество холодной воды с температурой 15–25 °С (60–77 °F) подается в горячее битумное вяжущее с температурой 160–190 °С (320–375 °F) внутри камеры расширения, как показано на рис. 1.

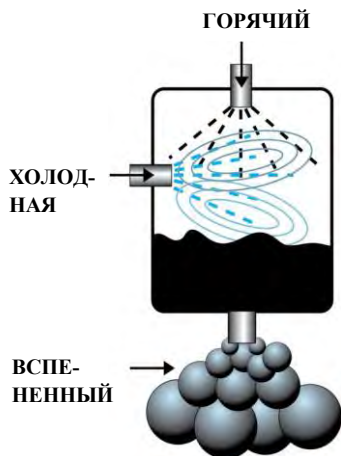


Рис. 1. Камера расширения для приготовления пеноасфальта

Попадая на горячий битум вода вызывает быстрое вспучивание битумного вяжущего на миллионы пузырьков, в результате чего образуется пена. Вспененный битум (пеноасфальт), при температурах окружающего воздуха, прекрасно смешивается с наибольшим числом влажных материалов. Вязкость битумного вяжущего значительно снижается во вспененном состоянии, а площадь поверхности значительно увеличивается, что позволяет ему просачиваться между регенерированными материалами. Для обеспечения хорошей дисперсии пены могут потребоваться дополнительные мелкозернистые фракции по сравнению со смесями с эмульсированным асфальтом. Недостаток в мелкозернистых фракциях может привести к появлению «прослоек» или агломераций мелкозернистых фракций с большим содержанием асфальта. Данные прослойки отличаются между собой по размеру в зависимости от недостатка в них мелкозернистых фракций. Значительный недостаток мелкозернистых фракций приводит к образованию значительного количества больших прослоек. Данные прослойки могут выполнять роль смазки и снижают прочность и стабильность регенерированной смеси [12-14].

Пена представляет собой технологию связывания, в то время, как эмульсированный асфальт — технологию покрытия; по этой причине регенерированные материалы, стабилизированные вспененным битумом, имеют более светлый оттенок по сравнению со смесями, стабилизированными эмульсированным асфальтом. Во время взаимодействия пеноасфальта с регенерированной смесью пузырьки асфальта разрываются на миллионы крошечных шариков, которые ищут и прикрепляются к мелкозернистым частицам, в первую очередь к частицам фракции 0,075 мм. Данное первоочередное прикрепление к мелкозернистым частицам создает связанный с

асфальтом наполнитель, который действует как строительный раствор, соединяя между собой крупнозернистые частицы, в результате чего восстановленная смесь становится несколько темнее.

При использовании вспененного битума важно подтвердить совместимость с водой, используемой для технологического процесса.

На пенообразующие свойства битумного вяжущего влияет несколько переменных факторов, самые важные из которых следующие:

- Температура битумного вяжущего: Чем выше температура битумного вяжущего, тем лучше его пенообразующие свойства. Как правило, температура битумного вяжущего должна быть выше 160 °C (320 °F).

- Количество пенообразующей воды: Как правило, коэффициент расширения увеличивается с увеличением количества воды. Однако при этом также уменьшается время полураспада. Количество воды, добавляемой по весу к битумному вяжущему, составляет 2 ± 1 %.

- Давление впрыска битумного вяжущего в камеру расширения: Низкое давление, ниже 45 фунтов/кв. дюйм (3 бар), снижает пенообразующие свойства и время полураспада.

- Содержание смол в битумном вяжущем: Как правило, чем выше содержание смол, тем хуже пенообразование.

- Содержание пеногасителей в битумном вяжущем: Пеногасители, такие как силиконовые соединения, препятствуют пенообразованию [10].

Список литературы

1. Gridchin A.M., Yadykina V.V., Trautvain A.I., Sharapov R.R., Zhukova A.A. Stone mastic asphalt and stabilizing additives for its production. Research Journal of Applied Sciences. 2014. Т. 9. № 12. С. 1053-1058.

2. Lozovaya S.Y., Lozovoy N.M., Uvarov V.A., Ryadinskaya L.V., Sharapov R.R. Studying changes in design and technological parameters of the grinding and mixing devices with cylindrical working chambers deformable in cross section // International Journal of Pharmacy and Technology. 2016. Т. 8. № 4. С. 24733-24747.

3. Sharapov R., Капырин P., Lozovaya S., Yadykina V., Agarkov A. Research dedusting efficiency of the inertial hub with adjustable parameters // MATEC Web of Conferences 5. Сер. "5th International Scientific Conference "Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPICSE 2016" 2016. С. 03007.

4. Sharapov R.R., Ovsyannikov Yu.G., Boychuk I.P., Agarkov A.M., Prokopenko V.S. Research of aerodynamics of recirculation systems with forced aspirated air // International Journal of Applied Engineering Research. 2015. Т. 10. № 21. С. 42707–42713.

5. Sharapov R.R., Shrubchenko I.V., Agarkov A.M. Determination of the optimal parameters of the equipment to obtain fine powders // International Journal of Applied Engineering Research. 2015. Т. 10. № 12. С. 31341-31348

6. Telichenko V.I., Sharapov R.R., Lozovaya S.Y., Skel V.I. Analysis of the efficiency of the grinding process in closed circuit ball mills // MATEC Web of Conferences 5. Сер. "5th International Scientific Conference "Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPISE 2016" 2016. С. 04040.

7. Баловнев В.И., Данилов П. Г., Савельев А. Г. Машины для содержания и ремонта городских и автомобильных дорог. - 3-е изд., доп. и перераб. изд. - М.: Техполиграфцентр, 2013.

8. Гуреев А. А., Коновалов А. А., Самсонов В. В. Состояние и перспективы развития производства дорожных вяжущих материалов в России - М.: 2008

9. Колбановская А.С., Михайлов В.В. Дорожные битумы – М: 1973.

10. Першин М.Н., Баринов Е.Н., Корневский Г.В. Вспененные битумы – М: Транспорт, 1989.

11. Ядыкина В.В., Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Тагарифуллин Р.Р. Использование отхода обогащения магнититовых кварцитов в качестве минерального порошка при производстве асфальтобетонных смесей В сборнике: Научные технологии и инновации Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. 2014. С. 129-133.

12. Веренько В.А., Макаревич А.А. Получение бетонов на органогидравлических вяжущих с применением вспененного битума. Вестник харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2008. № 40

13. Габибов Н.Н. О.Технология приготовления асфальтобетонных смесей с использованием магнитоактивированных вспененных битумов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук - СанктПетербург, 1991

14. Татаринский В.Б. Инновационные технологии производства теплых асфальтобетонных смесей на вспененном битуме. - Белгород, 2013.

Решение прикладной задачи моделирования механизации процесса инъекционного укрепления грунта под основание плитного фундамента

Алтайский государственный технический университет
им. И.И. Ползунова, г. Барнаул, Россия

Повышение несущей способности грунтовых оснований зданий и сооружений различными методами укрепления грунтов влияет на общее напряженно-деформированное состояние грунтового массива. Подробное изучение данного аспекта, анализ локальных зон концентрации напряжений и распределения деформаций в грунтовом массиве является актуальной задачей в современном строительстве.

В настоящее время, как в России, так и в мировой практике, наиболее распространенными способами борьбы с просадкой грунтов, в том числе лёссовых грунтов, являются [1, 2, 4]:

1) предварительное замачивание; 2) поверхностное механическое уплотнение (трамбование и вытрамбовывание тяжелыми трамбовками); 3) глубинное уплотнение грунтовыми сваями; 4) уплотнение грунта взрывом; 5) устройство грунтовых подушек; 6) термическая обработка; 7) глинизация; 8) битумизация; 9) силикатизация; 10) смолизация; 11) разрядно-импульсная технология (РИТ); 12) струйная инъекционная геотехнология (напорная цементация).

Практически все эти способы выполняются при помощи специальных машин, устройств и оборудования и относятся к категории механизированных способов укрепления грунтов.

Сложность и малая изученность основных физических явлений, происходящих в грунтах (особенно в лёссовых и лёссовидных), при действии на них значительных внешних нагрузок от зданий и сооружений, весьма затрудняют создание теории расчета, которая является актуальной задачей. На практике обычно пользуются эмпирическими формулами, которые имеют ряд существенных недостатков. В этих условиях метод моделирования весьма эффективен и не только потому, что применение моделей значительно удешевляет эксперимент. Главное заключается в том, что этот метод делает эксперимент более гибким, позволяет полнее расшифровать сложный комплекс физических явлений. Разумное сочетание экспериментов с теорией позволяет устанавливать теоретическим путем новые расчетные зависимости [3,5,7].

Из всего диапазона существующих в настоящее время методов и технологий по укреплению и стабилизации различных грунтов для усиления

оснований зданий и сооружений в условиях Барнаула и Алтайского края наиболее приемлемым является инъекционная струйная технология цементации грунтов (jet-grouting) [5, 8].

Несомненным достоинством инъекционной струйной технологии является её гибкость, манёвренность, возможность оперативно, по мере необходимости, корректировать принятые технологические режимы. Однако, в силу своей новизны и коммерческой ценности, результаты научных и практических исследований, посвященных установлению закономерностей при укреплении лессовых грунтов как оснований зданий и сооружений, с их особенными структурно-текстурными и физико-механическими свойствами, с помощью методов струйной геотехнологии, в открытой и доступной печати практически не публикуются, что существенно затрудняет разработку и внедрение этих методов в строительство.

Для решения прикладной задачи моделирования механизации процесса инъекционного укрепления грунта под основание плитного фундамента авторами было принято решение взять за основу проект строящегося в городе Барнауле здания, обладающего следующими характеристиками: здание многоэтажное, имеет 17 этажей; в качестве фундамента выступает фундаментная плита сложной формы [6,7].

Строительная площадка расположена по адресу: г. Барнаул, ул. Космонавтов бв. Для определения грунтовых условий были пробурены 5 скважин глубиной по 15,0 м, а также выполнены геофизические работы по определению наличия блуждающих токов в 2-х точках. В грунтовой лаборатории в соответствии с действующими ГОСТами определялись физико-механические и агрессивные свойства грунтов. Компрессионные испытания проведены методом «двух кривых» в условиях природного залегания грунтов.

Сдвиговые испытания произведены в условиях консолидированного среза при полном водонасыщении в условиях природного залегания грунтов. В качестве мероприятий по улучшению свойств грунта принимается укрепление грунта методом инъекционной струйной технологии.

Поскольку в данном расчёте имеет особую значимость именно нагрузка на фундаментную плиту, то все расчёты были направлены на определение нагрузок, статических моментов и построение изополей напряжений только для фундаментной плиты при учёте веса и нагрузок от проектируемого здания. Наружная линия контура фундаментной плиты формируется автоматически.

По окончании ввода исходных данных – линии контура преобразовываются в полигон и приобретают свойства и очертания проектируемой фундаментной плиты.

После получения очертания фундаментной плиты, задаются характер и величины нагрузжений (рисунок 1).

Кроме того, данная математическая модель позволяет рассчитать и стандартный свайно-плитный фундамент, однако, при этом в расчётной методике исходные данные по прочностным характеристикам свай придется дополнительно вводить вручную.

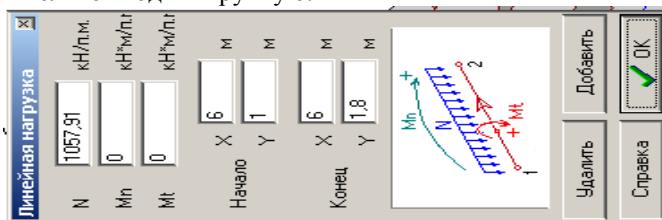


Рис. 1. Пример интерфейса ввода данных задания линейной нагрузки на фундаментную плиту

Расчёты напряжений и нагрузений, передаваемых на основание плитного фундамента от проектируемого здания были выполнены в программном комплексе SCAD с использованием метода конечных элементов (МКЭ).

Основные этапы алгоритма программы моделирования механизации процесса инъекционного укрепления грунта под основание плитного фундамента следующие (рисунок 2): задание всех необходимых видов нагружения и их количественных величин; назначение материалов, прочностных свойств конструктивных элементов проектируемого здания и характеристика грунта; построение пространственной модели конструктивных элементов здания; выполнение непосредственного расчёта с использованием метода конечных элементов.

Нагружения, передаваемые на основание плитного фундамента от зданий и сооружений, по характеру могут быть: точечными (чаще всего такие нагрузки задаются в случае, когда нагрузка на фундаментную плиту передаётся от колонны квадратного сечения); линейными (нагрузки от несущих стен и пилонов); полосовидными (задаются в случае передачи нагрузки от большого по площади поперечного сечения объекта прямоугольной формы); эллиптическими (задаются в случае передачи нагрузки от большого по площади поперечного сечения объекта криволинейной формы) [6].

Полученная расчетная схема плитного фундамента впоследствии разбивается на конечные элементы и воспринимается моделью как интегральные бесконечно малые площадки. После составления расчётной схемы плитного фундамента для проведения дальнейших расчётов задаются свойства грунта, на который передаётся нагрузка от фундамента.

В нашем случае задавались свойства грунта, полученные при проведении полевых работ и лабораторных испытаний проб грунта со строительной площадки, расположенной по адресу г. Барнаул, ул. Космонавтов бв.

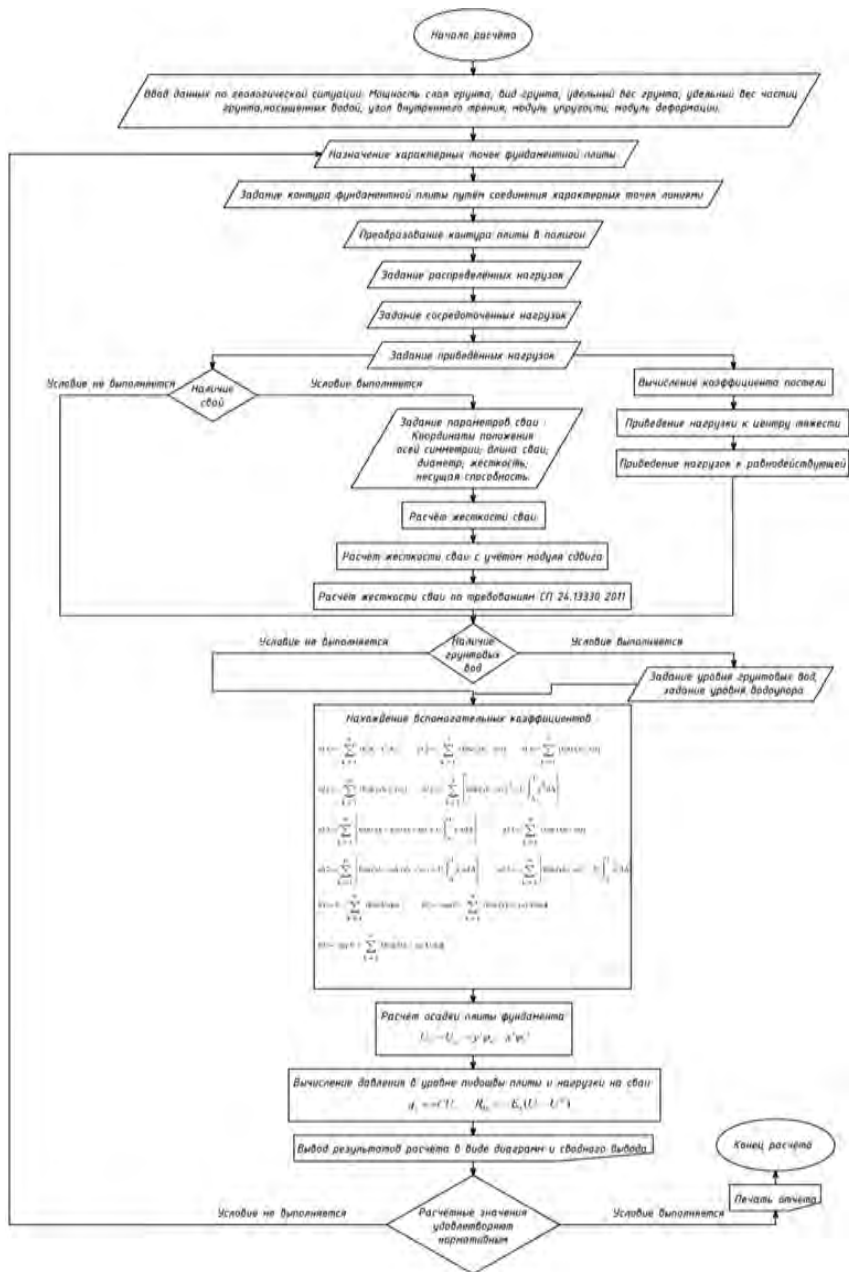


Рис. 2. Алгоритм программы моделирования инъекционного укрепления грунта под основание плитного фундамента

Кроме того, в реализуемой модели вычисляется коэффициент постели для фундаментной плиты, расчёт которого автоматизирован. По завершении процедуры работы модели выполняется расчёт осадки основания плитного фундамента, а так же появляется возможность получить диаграммы изополей напряжений.

Существенно значимым результатом приведенной прикладной задачи моделирования механизации процесса инъекционного укрепления грунта под основание плитного фундамента методом инъекционной струйной технологии по закреплению плитного фундамента многоэтажного жилого здания является диаграмма осадки плитного фундамента, которая показывает равномерность и степень осадки фундамента после проведения укрепления основания. Кроме того, метод конечных элементов и данная математическая модель, реализованная в прикладной задаче, позволяют получить диаграммы и поля моментов, сил кручения и поперечных осей плитного фундамента относительно осей X, Y и Z.

Список литературы

1. СП 22.13330.2011. ОСНОВАНИЯ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ. Актуализированная редакция СНиП 2.02.01-83*. - Москва, 2011.
2. СТО 064 НОСТРОЙ 2.3.18-2013. Укрепление грунтов инъекционными методами в строительстве. – М., 2013.
3. Плещинский, Н. Б. Математическое моделирование реологии набухающих систем / Н. Б. Плещинский, М. Г. Храменков, Э. М. Храменков // Инженерно-физический журнал. – 2005. – Т. 78, № 6. – С. 93-99.
4. Малинин, А. Г. Струйная цементация грунтов: монография / А. Г. Малинин. – Пермь : Пресстайм, 2007. – 168 с.
5. Лютов, В. Н. Исследование и анализ методов моделирования закрепления лессовых и лессовидных грунтов Алтайского края инъекционной струйной технологией / В. Н. Лютов, Т. Е. Лютова // Сб. матер. Междунар. науч.- техн. конф. «Интерстроймех – 2015». Казань : Изд-во Казанск. Гос. архитектур.- строит. Ун-та, 2015. – С. 241-244.
6. Лютов, В. Н. Прикладное математическое моделирование процесса закрепления лессовых грунтов струйной цементацией для условий Барнаула / В. Н. Лютов, В. А. Казицин // Ползуновский альманах, 2016. – № 1. – С. 143-146.
7. Трофимов В.Т. Модели формирования просадочности лёссовых пород // Вестник Московского ун-та. Серия 4, Геология. 1990, – № 2, – с. 3–19
8. ОАО "Нью Граунд". Струйная цементация грунтов. [Электронный ресурс] - <http://new-ground.ru>. - 2006.

Математическая модель технологического процесса укладки бетонной смеси в форму

Самарский государственный технический университет,
г. Самара, Россия

Качество верхней поверхности формируемых бетонных изделий в существенной мере зависит от степени соответствия реологических характеристик смеси и режима работы бетоноукладчика [1,2]. В настоящее время существуют модели бетоноукладчиков, в которых подача бетонной смеси в форму осуществляется с помощью комплекса шнековых питателей [3]. Такое конструктивное решение позволяет обеспечить желаемое распределение потоков смеси по ширине формы, а также управление этими потоками. С этой целью каждый шнековый питатель оснащается индивидуальным частотно-регулируемым приводом и затвором, что позволяет точно дозировать необходимое количество смеси.

Однако даже при таком построении бетоноукладчика не удастся избежать ручного перераспределения бетонной смеси в форме. Причиной этого является неравномерность подачи смеси при заполнении формы, хотя общий объем загрузки соответствует нормативному значению.

Решение указанной проблемы осложняется отсутствием датчиков расхода бетонной смеси, что не позволяет контролировать расход каждого отдельного шнекового питателя. Использование динамометрических датчиков для контроля веса загрузочного бункера позволяет оценить лишь общий расход смеси через все задействованные питатели.

В целях обеспечения равномерности укладки бетонной смеси в форму предлагается оснастить каждый шнековый питатель бетоноукладчика системой регулирования расхода [4]. При этом для получения информации о расходе смеси предполагается использование цифрового наблюдателя, представляющего собой алгоритм, разработанный на основании математической модели движения бетонной смеси.

Разработана функциональная схема технологического процесса укладки бетонной смеси в форму как объекта управления (рис.1).

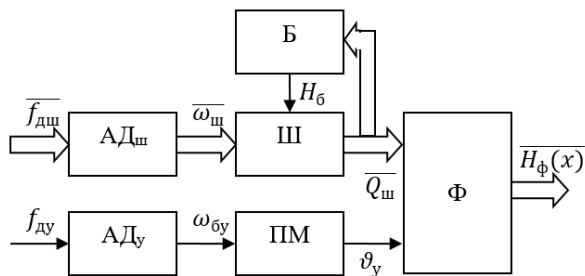


Рис. 1. Функциональная схема объекта управления

Здесь Б – загрузочный бункер, АД_ш – асинхронные двигатели шнековых питателей, Ш – шнековые винты, АД_у – асинхронный двигатель ходового устройства бетоноукладчика, ПМ – передаточный механизм, Ф – форма с бетоном.

Как следует из функциональной схемы, в объекте управления присутствует вектор воздействий, определяющих пространственное распределение уровня $H_\phi(x)$ бетонной смеси в форме

$$\bar{U} = \begin{bmatrix} Q_{ш,1} \\ Q_{ш,2} \\ \vdots \\ Q_{ш,n} \\ v_y \end{bmatrix},$$

где $Q_{ш,1}, Q_{ш,2}, \dots, Q_{ш,n}$ – объемные расходы n шнеков, v_y – линейная скорость движения бетоноукладчика по рельсовому пути.

Объемный расход одного шнека $Q_{ш}$ определяется действием двух сил, которые являются следствием давления массы бетонной смеси в загрузочном бункере и давления со стороны винтовой ленты шнека

$$Q_{ш} = Q_з + Q_в, \quad (1)$$

где $Q_з$ и $Q_в$ – объемные расходы, зависящие от давлений массы в загрузочном бункере и винтовой линии шнека.

Давление винтовой линии шнека формирует объемный расход

$$Q_в = K_l \cdot \omega_{ш}, \quad (2)$$

где K_l – коэффициент пропорциональности, зависящий от диаметра и шага шнека, $\omega_{ш}$ – угловая скорость вращения шнека.

Объемный расход $Q_з$ определяется давлением $P_б$ смеси в загрузочном бункере и гидравлическим сопротивлением $R_{дл}$ винтового канала шнека

$$Q_з = \frac{P_б}{R_{дл}}. \quad (3)$$

Давление на дне загрузочного бункера можно определить, как

$$P_б = P_{б0} - \Delta P, \quad (4)$$

где $P_{б0}$ – начальное давление смеси в бункере, ΔP – изменение давления вследствие разгрузки бункера.

В процессе заполнения формы скорость течения бетонной смеси невысока, поэтому для его описания можно использовать реологическую модель упруго-вязко-пластичного тела [5,6]. Ее особенностью является использование понятия эффективной вязкости $\mu_{\text{б.эф}}$, т.е. вязкости, величина которой зависит от поперечного градиента скорости течения.

Введем допущение о том, что движение пластичной массы в шнеке носит ламинарный характер и происходит не в винтовом канале, а в цилиндрической трубе радиусом R и длиной $L_{\text{вл}}$. Поэтому найдем гидравлическое сопротивление винтового канала с помощью известного выражения для цилиндрической трубы

$$R_{\text{дл}} = \frac{8 \cdot L_{\text{вл}} \cdot \mu_{\text{б.эф}}}{\pi \cdot R^4} \quad (5)$$

где $R = \sqrt{\frac{2 \cdot a \cdot b}{\pi}}$ и $L_{\text{вл}} = \sqrt{a^2 + (\pi \cdot R_{\text{в}})^2}$ – радиус и длина «развернутого» винтового канала шнека, a – шаг винта, b – высота винтовой ленты, $R_{\text{в}}$ – радиус внутренней винтовой линии.

Изменение давления в бункере происходит вследствие его разгрузки, т.е. уменьшения уровня смеси

$$\Delta H = \frac{1}{S_{\text{б}}} \int Q_{\text{ш}\Sigma} dt$$

или в операторной форме

$$\Delta H = \frac{Q_{\text{ш}\Sigma}}{S_{\text{б}}} \cdot \frac{1}{p}, \quad (6)$$

здесь $S_{\text{б}}$ – площадь сечения основания бункера,

$$Q_{\text{ш}\Sigma} = \sum_{i=1}^n Q_{\text{ш},i}, \quad (7)$$

$Q_{\text{ш}\Sigma}$ – суммарный расход смеси, выгружаемый в форму, p – оператор Лапласа.

В качестве управляющего воздействия целесообразно рассматривать частоту питающего напряжения приводного асинхронного двигателя шнека $f_{\text{ш},i}$ [7, 8]. При математическом описании зависимости скорости $\omega_{\text{ш},i}$ от $f_{\text{ш},i}$ пренебрежем динамикой асинхронного двигателя и будем считать, что

$$\omega_{\text{ш},i} = 2\pi \cdot f_{\text{адш},i} \cdot (1 - s_{\text{ном}}) = K_{\text{адш},i}, \quad (8)$$

где $s_{\text{ном}}$ – номинальное скольжение асинхронного двигателя.

Процесс установившегося движения собственно бетоноукладчика по рельсовому пути можно описать выражением:

$$\vartheta_y = \omega_k \cdot R_k = 2\pi \cdot f_{\text{ду}} \cdot (1 - s_{\text{ном},y}) \cdot K_{\text{пм}}, \quad (9)$$

где $s_{\text{ном},y}$ – номинальное скольжение приводного двигателя ходового устройства, $K_{\text{пм}}$ – коэффициент передачи передаточного механизма.

Будем считать, что смесь, поступающая из каждого шнека, образует в форме свою «зону» в виде параллелепипеда с шириной, равной диаметру шнека и высотой

$$H_{\text{ф},i}(x) = \frac{Q_{\text{ш},i}}{\vartheta_y} \cdot B, \quad (10)$$

где B – диаметр шнека.

Данное допущение позволяет учесть только «сепаратные» каналы поступления смеси и пренебречь «межканальными» связями между потоками материала из соседних шнековых питателей, что существенно упрощает математическую модель.

Совокупность уравнений (1) – (10) образует математическую модель процесса укладки бетонной смеси в форму как объекта управления. На ее основании разработана структурная схема многомерного объекта управления (рис.2).

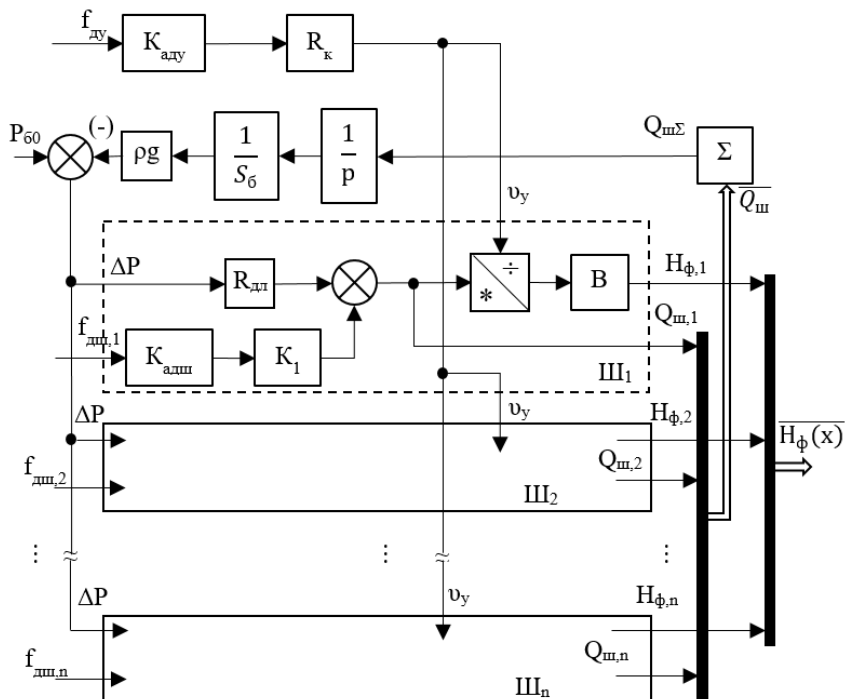


Рис. 2. Структурная схема объекта управления

Полученная математическая модель процесса укладки бетонной смеси в форму является основой для создания алгоритма цифрового наблюдателя расхода шнекового питателя, а также для разработки системы автоматического управления процессом укладки бетонной смеси в форму.

Список литературы

1. Баженов Ю.М., Комар А.Г. Технология бетонных и железобетонных изделий. М, Стройиздат, 1984.- 672 с.
2. Комиссаренко Б. С. Проектирование предприятий строительной

индустрии. Предприятия сборного бетона и железобетона: учебное пособие. / Б. С. Комиссаренко и [др.]; под ред. Б. С. Комиссаренко. - Самара, СамГАСА, 1999. - 814 с.

3. Технический паспорт «Бетоноукладчик SBV», ООО «ДСК Древо» 13879/09.000, Новокуйбышевск, Россия, 2014 г.

4. Акманов И.А., Масляницын А.П. Повышение качества укладки бетонной смеси в форму // Традиции и инновации в строительстве и архитектуре. Строительные технологии сборник статей. Самарский государственный архитектурно-строительный университет; под ред. М.И. Бальзанникова, К.С. Галицкова, А.К. Стрелкова; АСИ СамГТУ.- Самара, 2017. С. 504-506.

5. Масляницын А.П., Фадеев А.С. Математическая модель процесса укладки бетона в форму как объекта управления // Интерстроймех 2014. Материалы Международной научно-технической конференции. 2014. С. 134-138.

6. Ахвердов И.Н. Основы физики бетона.-М.:Стройиздат, 1981.-464 с.

7. Галицков С.Я., Галицков К., Масляницын А.П. Математическое моделирование промышленных объектов управления: учебное пособие // Современные проблемы науки и образования. 2009. № 1. С. 55.

8. Фадеев А.С., Масляницын А.П., Шустов В.О. Алгоритм автоматизированной системы центрифугирования железобетонных труб// Традиции и инновации в строительстве и архитектуре. Строительные технологии сборник статей. Самарский государственный архитектурно-строительный университет; под ред. М.И. Бальзанникова, К.С. Галицкова, А.К. Стрелкова. Самара, 2016. С. 486-489.

Д.С. Межуев

Анализ конструкции битумохранилища и способы их подогрева

Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия

Битумохранилища служат для приема, хранения и разогрева битума. Они могут быть постоянными или временными.

По способу подогрева различают битумохранилища с газовым, паровым и электрическим подогревом.

Хранилища постоянного типа применяются при длительном хранении битума в больших количествах. Такие хранилища обычно устраиваются на

крупных дорожных стройках и в городских дорожных хозяйствах. Вместимость их 500 м^3 и более.

Хранилище наземного типа устраивается в том случае, если высота уровня грунтовых вод не позволяет заглубиться в землю. Хранилище временного типа устраивается из грунта на площадке, очищенной от дерна. Земляной валик отсыпается послойно по контуру и каждый слой уплотняется. Откосы валика в этом случае устраиваются полуторные с шириной поверху не менее 0,5 м, высота хранилища обычно 1,0 - 1,5 м.

Из временных земляных битумохранилищ экономически наиболее выгодными являются хранилища полуямного типа так как здесь весь грунт, вынутый из котлована, используется для устройства валика. Глубина таких хранилищ 2,0 - 2,5 м. В земляных хранилищах ямного типа котлован обносится небольшим валиком высотой около 0,5 м. Глубина котлована достигает 3 м. Чтобы предохранить битум от загрязнения и обводнения, хранилища устраиваются с облицованными стенками и дном. [1-7]

Для облицовки хранилищ временного или постоянного типа используются доски, кирпич, цемент, грунтоцемент, железобетон и другие материалы.

Из различных способов подогрева битума в хранилищах наибольшее распространение получил паровой подогрев, являющийся безопасным в пожарном отношении и удобным для регулирования температуры нагрева вяжущего материала. Давление пара не превышает 8 атм паровые змеевики прокладываются по днищу и в наиболее углубленной части хранилища - приямке, где осуществляется полный нагрев битума до текущего состояния, при котором его можно перекачивать насосом. Змеевики состоят из отдельных секций, и при необходимости часть их может отключаться. Для интенсивного нагрева выгоднее использовать перегретый пар, а не насыщенный, так как последним можно осуществить нагрев до температуры, не превышающей $100 \text{ }^\circ\text{C}$.

При газовом подогреве теплоносителем являются дымовые горячие газы, образующиеся при сжигании топлива. К битумохранилищу горячие газы могут поступать из жаровых труб битумоплавильных котлов, от газогенераторной установки или от газовой горелки. [8-17]

На рисунке 1, показана схема битумохранилища подогреваемого горячими газами от расположенных рядом битумоплавильных котлов. Из котлов газы поступают по наклонным и далее по горизонтальным жаровым трубам, уложенным на дне хранилища. Имеющийся в хранилище дымосос обеспечивает тягу для движения газов по трубам. Наклонные части жаровых труб изолированы асбестом, предохраняющим битум от воспламенения.

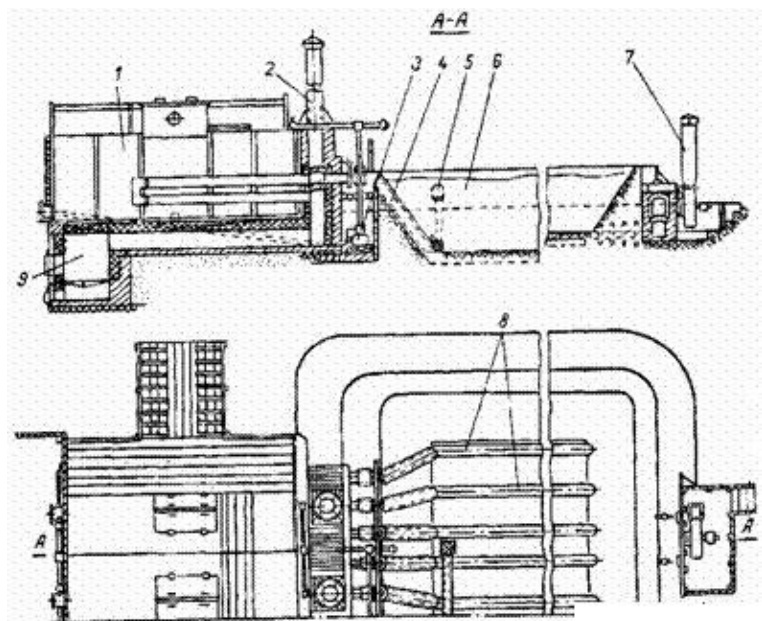


Рис. 1. Битумохранилище с газовым подогревом

В битумохранилище битум разогревается только до температуры 60-80°C, а далее он перекачивается насосом в битумоплавильные котлы, где обезвоживается и нагревается до рабочей температуры. К насосу битум поступает по приемному патрубку, снабженному фильтром. Шарнирное крепление патрубка позволяет забирать битум с любого уровня.

При электроподогреве применяются пластинчатые и трубчатые нагреватели. Пластинчатые нагреватели состоят из стальных пластин, изолированных друг от друга прокладками из листового асбеста. Толщина пластин 0,35 - 0,60 мм. Пластины собираются в пакеты, которые жестко закрепляются в битумохранилище на глубине в 15 - 20 см от уровня битума. С изменением уровня пакетные нагреватели опускаются.

Поглощаемая таким пакетным нагревателем мощность равна 5,5 кВт, а требуемое напряжение тока составляет 50 - 60 В. Главным недостатком пластинчатых нагревателей является ослабление пластин при нагревании, что может привести к замыканию.

Трубчатые электронагреватели состоят из спиралей, помещенных внутри асбестоцементных труб. Длина труб 3000 мм, диаметр наружный 200 мм и внутренний - 180 мм. Трубчатые электронагреватели характеризуются простотой конструкции и надежностью в работе. Недостатком их является громоздкость и значительный удельный вес на единицу мощности.

На практике большее применение находят пластинчатые электронагреватели, которые используются также для подогрева битума, прибывающего в железнодорожных цистернах и бункерных полувагонах.

Список литературы

1. Lozovaya S.Y., Lozovoyv N.M., Uvarov V.A., Ryadinskaya L.V., Sharapov R.R. Studying changes in design and technological parameters of the grinding and mixing devices with cylindrical working chambers deformable in cross section // International Journal of Pharmacy and Technology. 2016. T. 8. № 4. С. 24733-24747.

2. Sharapov R., Kapyrin P., Lozovaya S., Yadykina V., Agarkov A. Research dedusting efficiency of the inertial hub with adjustable parameters // MATEC Web of Conferences 5. Сер. "5th International Scientific Conference "Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPICSE 2016" 2016. С. 03007.

3. Sharapov R.R., Ovsyannikov Yu.G., Boychuk I.P., Agarkov A.M., Prokopenko V.S. Research of aerodynamics of recirculation systems with forced aspirated air // International Journal of Applied Engineering Research. 2015. T. 10. № 21. С. 42707–42713.

4. Telichenko V.I., Sharapov R.R., Lozovaya S.Y., Skel V.I. Analysis of the efficiency of the grinding process in closed circuit ball mills // MATEC Web of Conferences 5. Сер. "5th International Scientific Conference "Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPICSE 2016" 2016. С. 04040.

5. Агарков А.М. Двумерные уравнения динамики потока воздуха в концентраторе // Интерстроймех – 2015 материалы международной научно-технической конференции. Казанский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 7–11.

6. Агарков А.М. Направления совершенствования конструкций циклонных аппаратов // Эпоха науки. 2015. № 4. С. 89.

7. Овсянников Ю.Г., Агарков А.М. Циклонные пылеуловители аспирационных систем / Инновационные материалы, технологии и оборудование для строительства современных транспортных сооружений: сб. докладов Междунар. науч.–практ. конф. // Белгор. гос. технол. ун-т, Белгород: Изд-во БГТУ, 2013. Т. II. С. 161–165.

8. Овсянников Ю.Г., Агарков А.М. Экспериментальные исследования аэродинамических характеристик системы аспирации с принудительной рециркуляцией / Инновационные материалы, технологии и оборудование для строительства современных транспортных сооружений: сб. докладов Междунар. науч.–практ. конф. // Белгор. гос. технол. ун-т, Белгород: Изд-во БГТУ, 2013. Т. II. С. 166–169.

9. Теличенко В.И., Прокопенко В.С., Шарапов Р.Р., Бойчук И.П. Моделирование осаждения цемента в технологической системе замкнутого цикла с рециркуляцией // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 11. С. 5-8.
10. Теличенко В.И., Шарапов Р.Р., Скель В.И., Харламов Е.В. Анализ эффективности процесса измельчения шаровых мельницах замкнутого цикла // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 11. С. 13-17.
11. Уваров В.А., Шарапов Р.Р., Харламов Е.В. Обоснование кривой разделения воздушного сепаратора // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 9. С. 13-15.
12. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Агарков А.М., Харламова В.В. Моделирование и расчет магнитной системы сепаратора кипящего слоя // Механизация строительства. 2018. Т. 79. № 1. С. 34-40.
13. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Харламова В.В., Прокопенко В.С. Сепаратор кипящего слоя для разделения минерального сырья // Интерстроймех - 2015 материалы международной научно-технической конференции. Казанский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 214-220.
14. Шарапов Р.Р., Прокопенко В.С., Агарков А.М., Бойчук И.П. Кинетика процесса разделения продукта в замкнутой системе с рециркуляцией // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 8. С. 47-51.
15. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Агарков А.М. Влияния объема аспирируемого воздуха инерционного концентратора на эффективность пылеулавливания // Механизация строительства. 2017. Т. 78. № 11. С. 26-29.
16. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Агарков А.М. К вопросу об разрушении материалов // Механизация строительства. 2017. Т. 78. № 11. С. 5-8.
17. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Капырин П.Д. К определению положения мелшешей загрузки в шаровой мельнице // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 8. С. 52-55.

Механизация процессов укрепления грунтов методом инъектирования

Алтайский государственный технический университет
им. И.И. Ползунова, г. Барнаул, Россия

Успешное ведение работ по нагнетанию инъекционного раствора в земляное полотно автомобильных дорог во многом зависит от его подвижности и однородности. Учитывая тот факт, что практически невозможно освободить грунт земляного полотна от пылесодержащих и илистых частиц вопрос создания высокотекучих и подвижных растворов способных проникать в неоднородном заполнителе является, на наш взгляд, одним из наиболее важных.

Кроме того, применяя в качестве вяжущих низкоактивные золы и шлаки с незначительными добавками цементов мы не сможем достичь высокой прочности раствора без дополнительной активации вяжущих материалов.

Основные вяжущие материалы (цемент, золы, шлаки и пр.) поступают на предприятие в виде тонкоизмельченных порошков с активной поверхностью от 1000 до 5000 см²/г и более. При этом известно, что гидравлическая активность вяжущих и полнота их использования во многом зависят не только от тонкости помола, но и от их гранулометрического состава и степени однородности приготовленного материала, т.е. равномерности перемешивания частиц вяжущего с водой.

В исследованиях доктора технических наук, профессора И.Н. Ахвердова показано, что несмотря на то, что удельная поверхность измельченных вяжущих достаточно высока, гранулометрический состав их далеко не постоянен и значительная часть зерен (40-50%) имеет размеры более 50-60 микрон. Это означает, что большая часть цемента в бетоне используется в качестве микрозаполнителя, так как в процессе роста прочности цементного камня основную роль играют фракции зерен размером от 3 до 30 микрон. Зерна размером 40-60 микрон и более остаются негидротированными и лишь через полгода, толщина гидротированной пленки составляет 15 микрон.

Неполнота использования цемента еще больше усугубляется трудностями в достижении равномерного распределения воды между частицами вяжущего. Мельчайшие частицы зерен цемента, находящиеся в воде, подчиняясь законам молекулярного притяжения стремятся объединиться в флоккулы, препятствуя тем самым равномерности их смачивания, ухудшая технологические свойства приготовленной смеси и прочности качества затвердевшего материала.

Условно весь процесс активации может быть разделен на ряд отдельных операций, включающих в себя:

1. Лиспергирование - разрушение агрегатов крупных частиц вяжущего, снятие окисных и гидратационных пленок;
2. Смачивание твердой дисперсной фазы;
3. Равномерное распределение частиц в связующем.

Активация интенсифицируется молекулярно-дисперсное растворение, механическое измельчение пептизирующее действие OH^- ионов в результате чего происходит предельное насыщение смеси вяжущего коллоидными частицами, повышается активность основных клинкерных материалов алита 3CaOSiO_2 , белита 2CaOSiO_2 и ускоряется рост вторичной силикатной структуры с более мелкими кристаллами.

Растворы и бетоны, приготовленные на основе активированных вяжущих, имеют повышенную прочность, водонепроницаемость и морозостойкость, имеют лучшее сцепление с арматурой и ранее уложенным бетоном, хорошо инъецируются по трубам и почти не имеют водоотделения. Кроме того в результате активации вяжущих в растворах и бетонах может быть значительно сокращен расход цемента, что в конечном итоге во многом способствует снижению себестоимости продукции.

Из существующих способов механической активации наибольшее распространение получил способ дополнительного диспергирования («домол») вяжущего. На большинстве действующих производств и в типовых проектах, в качестве основного технологического оборудования для диспергирования и перемешивания смесей служат шаровые или вибрационные мельницы, тяжелые бегуны и дезинтеграторы, различного типа лопастные смесители, как правило с числом оборотов вала не более 100-50 об/мин.

Большинство из перечисленных видов оборудования громоздко и представляет собой металло- и энергоемкие установки.

Кроме перечисленных установок для диспергирования и перемешивания смесей в строительной промышленности применяют также струйные, коллоидные, кавитационные, планетарные и другие мельницы, а также специальные смесители активаторы различной конструкции.

Значительное разнообразие механизмов и различного рода установок и агрегатов для обработки смесей говорит о еще недостаточном совершенстве процессов диспергирования и гомогенизации компонентов вяжущего при приготовлении растворов и бетонов. В связи с чем особое значение приобретает необходимость исследований в области изыскания наиболее эффективных методов и механизмов для активации цемента, отвечающих современным требованиям дорожного строительства.

В настоящее время в отечественной и зарубежной практике используются несколько технологических приемов, обеспечивающих повышение активности вяжущих, к основным из которых относятся:

1. Активация механическим диспергированием – сухой и мокрый до-мол цемента

2. Виброактивация

Интенсивность активации вяжущих, осуществляемой домолом и виброобразованием может быть значительно повышена за счет использования различного рода химических добавок и тепловой обработки бетонов, ускоряющих процесс адсорбирования и химического диспергирования.

Оба метода (домол и виброобработка) значительно повышают прочность активированного цементного камня морозостойкость и водонепроницаемость бетонов и растворов.

Таблица 1. Эффективность способов домола цемента на различном оборудовании

Тип мельницы	Длительность обработки мин	Удельная поверхность цемента см ² /г	Степень гидратации	Прирост удельной поверхности за 1 мин, домола, см ² /г	Прирост прочности отнесенной к 1 мин. домола, кг/см ²
Сухой домол					
Шаровая мельница	180	6300	-	19	0.7
Вибромельница М-10	19	6012	-	164	2.2
Мокрый домол					
Шаровая мельница	70	5466	15,6	87	1,6
Вибромельница М-10	7	5547	13,8	378	11,1
Глубинная гидро-вибромельница	7	6523	18,8	489	18,3

Примечание: исходный цемент имел удельную поверхность 2900 см²/г

Таблица 2. Влияние виброактивации цементного теста на прочность образцов

№ метода	Отношение прочности образцов на виброактивированном цементном тесте к прочности контрольных образцов в возрасте, %			Примечание
	3	7	28	
1	170-290	-	104-130	Вибробулава 600 кол. в мин. В/Ц=0,2-0,3
2	150	120	130	Виброплощадка, 300 кол. в мин. В/Ц=0,23
3	100-150	-	90-150	Виброплощадка, 3000 кол. в мин + вибробулава, 1400 кол. в мин. В/Ц=0,6-0,8
4	100	-	100	Виброплощадка, 300 кол. в мин + поверхностный пневматический вибратор. 100 кол./мин. В/Ц=0,2

Как следует из таблиц 1 и 2, прочность образцов, приготовленных на цементном тесте, активированном по второму методу повышается в мень-

шей степени, чем при методах активации путем домола цементов. Это можно объяснить тем, что в первом случае зерна цемента дробятся значительно меньше и имеет место лишь пептизирующее протекание процессов разрушения агломерированных цементных мицелл, улучшение смачивания и более равномерное распределение воды вокруг цементных зерен.

Несмотря на значительное улучшение качества бетона и растворов, приготовленных на основе вяжущих, активированных методом домола и виброобработки, эти способы активации не находят широкого применения в промышленности по причинам высокой энергоемкости, металлоемкости, сложности в обслуживании, динамического характера работы и малой эксплуатационной надежности.

3. Гидродинамическая активация-трубулентная активация, обработка цементного теста ультразвуком, и в электрическом после постоянного, либо переменного тока.

Этот способ обработки вяжущих по отношению к домолу и виброобработки цементов является относительно молодым и основывается на современных достижениях химии и физики в строительстве, а также последних представлений о структурно-механических свойствах дисперсных систем и физико-химической механики твердения бетонов.

Активация в турбулентных смесителях

В настоящее время известно несколько конструкций активаторов смесителей, в которых перемешивание смесей осуществляется за счет образования турбулентного потока.

Первые исследования, выполненные в этом направлении принадлежат советскому ученому Н.А. Мошанскому. Предложенный им в 1939 году способ интенсивной обработки цементного теста и цементно-песчаного раствора в специальных мешалках-гидраторах был проверен и изучен в лабораторных и промышленных условиях. В настоящее время этот способ перемешивания и активации растворов заложен в серийно-выпускаемых смесителях и большинстве аппаратов для перемешивания в химической промышленности. Обеспечивая высокую степень перемешивания растворов эти смесители не способствуют снятию гидратных окисных пленок с зерен вяжущего, в результате чего потенциальные вяжущие свойства цементов используются не полностью.

На использовании силы механического и гидравлического удара при которых процесс активации сопровождается интенсивной гидротацией вещества, коллоидацией растворами образованием цементного камня однородной структуры высокой плотности и прочности. Диспергатор состоит из ротора, броневых экранов, трубопровода, приемного бункера и двигателя. Ротор самоцентрирующийся и имеет 10-12 рабочих колес, посаженных неподвижно на общий вал, заключен в металлический корпус. Вращаясь со скоростью 3000-5000 об/ мин ротор придает вылетающей гидросмеси высокую скорость и давление в зоне удара, равное 36-100 атм. Отражательная

броня и втулка колес ротора имеют концентрически расположенные цилиндрические канавки, предназначенные для возврата гидросмеси к центру ротора и повышения давления.

Отдозированная сухая смесь, предварительно перемешанная с водой, поступает на верхнее колесо вращающегося ротора, при этом центробежными силами тотчас отбрасываются на броневые экраны со скоростью 60-100 м/сек ударяются в броню. Далее, благодаря цилиндрической канавке, имеющейся в броне, гидросмесь отражается и по межколесному пространству возвращается к центру диспергатора, где после удара о втулки колеса устремляется в каналы нижележащего колеса. Этот цикл повторяется многократно.

Полученное таким путем вяжущее отличается большим содержанием готового гидрата, и гидроцемент на основе активации портландцемента марки 600 приобретает ранние сроки твердения прочность, превосходящую контрольную примерно в три раза. При этом энергозатраты составляют 3-5 кВт/час на 1 м^3 .

Сложность устройства, возможные динамические нагрузки от вращающихся деталей, малая производительность (120 л/час) и сравнительно высокие затраты электроэнергии не дали модели возможности выйти за рамки лабораторно-экспериментальной.

В настоящее время предложена оригинальная электронноструйная технология приготовления и обработки растворных смесей в струйных смесителях-активаторах непрерывного действия. Электронноструйная технология бетона - относительно новое направление в заводской технологии приготовления бетона и заготовления сборного железобетона. Она разработана на стыке смежных наук: физической и коллоидной химии, газовой динамики, теории процессов в кипящем слое, теории электрических разрядов в газах теории бетона.

В литературе встретились вопросы, рассматривающие в основном технологические процессы, протекающие на границах звуковых и сверхзвуковых скоростей в газосвесии, в кипящем слое, и в зоне электрического поля. Здесь процессы перемешивания, активации, укладки и уплотнения бетонной смеси протекают одновременно в едином технологическом потоке и весь процесс приготовления бетонов можно отнести к разряду более совершенной химической технологии.

В настоящее время уже проведены исследования струйных смесителей непрерывного действия, усовершенствование электронноструйной технологии приготовления бетонов и ее промышленное внедрение.

В результате этих исследований показано, что энергоемкость процесса обработки смесей в струйном смесителе составляет $0,7-0,9 \text{ кВт/м}^3$ при металлоемкости смесителя до $52,5 \text{ кг/м}^3$. Струйные смесители имеют меньшие, по сравнению с существующими лопастными, габариты и легко вписываются в типовые бетоносмесительные узлы. Существующие технологи-

ческие трудности в части установки энергетических узлов для подачи пара и горячего воздуха, а также необходимой герметичности смесителя в некоторой степени усложняют его конструкцию и возможность использования в передвижных и временных сооружениях для производства инъекционного раствора в строительных условиях.

Метод турбулентной активации довольно широко применяется в заграничной практике, особенно для изготовления цементно-песчаных растворов при раздельном бетонировании.

Так, например, в Польше в 1965 году при подводном бетонировании бассейна института водного строительства Польской Академии Наук применялись турбулентные смесители.

Рабочими органами этих смесителей служит турбина с регулирующим числом оборотов вала (от 100-4500 об/мин), которая производит перемешивание составляющих смеси. Раствор готовится в два этапа двумя спаренными смесителями. В первом смесителе приготавливается цементное тесто, а во втором - цементно-песчаный раствор на основе активированного цементного теста.

Аналогичный метод приготовления активированных растворов производится в турбулентных смесителях «Колкрит», выпуск которых осуществляется акционерным обществом основанным в 1934 году Джоном Морганом. Эта фирма до настоящего времени является крупнейшим поставщиком оборудования для активации растворных смесей, наиболее эффективным из которого признаны роликовые смесители одно- и двухсекционные.

Французским ученым М. Пападикисом разработан смеситель высокой турбулентности, применяемый для приготовления инъекционных растворов.

Смеситель представляет собой сосуд, в котором в противоположных направлениях вращаются два ролика. Смесь, увлекается валиками, отбрасывается на разделительную стенку и снова попадает в зазор между валиками. Скорость вращения валиков лабораторной модели смесителя изменяется от 0 до 10000 об/мин, а производственной установки - 1500 об/мин.

В общем случае активатор представляет собой блочную конструкцию состоящую из отдельных секций, смонтированных на общей раме. Секции соединены между собой вихревыми камерами, в которых имеются специальные вихреобразователи, предназначенные для интенсификации процессов перемешивания и активации обрабатываемых водовязущих смесей. Каждая секция состоит из вращающегося гладкого ротора, изготовленного из обычной малоуглеродистой стали и корпуса (статора), между которыми имеется кольцевой зазор малых размеров (3-4 мм). Цапфы ротора опираются на подшипники качения (шариковые), размещенные в корпусе. Привод ротора осуществляется от индивидуального электродвигателя, посредством клиноременной передачи.

Число секций, окружные скорости роторов и размеры зазоров между ротором и корпусом устанавливаются в зависимости от исходной крупности твердых частиц смеси и требований технологии.

Принцип работы активатора-смесителя заключается в следующем. Обрабатываемые смеси вяжущих или растворов, после их предварительного перемешивания с водой в обычной мешалке поступают через приемный бункер в щель верхней секции машины, откуда вовлекаются поверхностью вращающегося ротора в рабочую зону кольцевого зазора. Под действием вращающегося ротора потоку смеси, проходящему между ротором и корпусом придается большая скорость и давление. При этом центробежными силами смесь с большим напором выбрасывается в вихревую камеру. В камере вследствие столкновения нагнетаемых противотоков, создаваемых смежными роторами образуется интенсивное вихревое движение дисперсных частиц суспензии. Подвергаясь многократной циркуляции через рабочий зазор, в смесь под воздействием гравитационных сил и гидродинамического напора последовательно проходит весь блок секций к разгрузочному лотку.

Бетонные смеси приготовленные на активированном вяжущем обладают лучшими показателями жесткости и подвижности в среднем в два раза [3].

Проводя анализ всех способов активации можно сказать, что наиболее эффективным из всех существующих можно считать способ электрогидравлической активации воплощающей в себе одновременно несколько физико-химических порядков воздействия на смесь.

В связи с этим есть полные основания полагать, что если в одном устройстве создать одновременно несколько способов активации, налагающих свое воздействие на обрабатываемую смесь, то это в еще большей мере будет способствовать процессам физико-механического диспергирования цементов и улучшения реологических и прочностных свойств растворов и бетонов, изготавливаемых на основе активизированных вяжущих.

Список литературы

1. СП 47.13330.2010* «СНиП 11-02-96 Инженерные изыскания для строительства. Основные положения» - 112 с.
2. СТО СРО-С 60542960 00025-2013 «Укрепление грунтов инъекционными методами в строительстве» - 45 с.
3. Сайт <http://www.findpatent.ru/patent/ru>

Структура системы интеллектуальной поддержки оперативного управления производством керамзита заданного качества

Самарский государственный технический университет,
г. Самара, Россия

Введение. Технология производства керамзита заданного качества, в частности, высокопрочного, является перспективной, поскольку данный материал широко используется при строительстве, в том числе его можно применять в условиях низких температур. В связи с этим высокопрочный керамзит может быть востребован при строительстве объектов энергетического комплекса, мостов, портовых сооружений, дорог и аэродромов, нефти и газодобывающих платформ.

Задача производством керамзита со стабильными значениями плотности или прочности в условиях ярко выраженных возмущений со стороны нестабильности исходного сырья и условий обжига во вращающихся печах может быть эффективно решена путем: синтеза и практического внедрения многомерных систем автоматического управления обжигом керамзита (САУОК) [1-5], создания и внедрения системы интеллектуальной поддержки оперативного управления (СИПУ) его производством, а также внедрением комплексного управления с использованием обеих систем.

В настоящей работе представлено функциональное назначение блоков и особенности синтеза структуры системы автоматического управления обжигом керамзита (САУОК).

Постановка задачи. Существенная нестационарность технологических процессов производства керамзита в значительной мере обусловлена:

- вариацией реологических и физико-химических свойств исходных материалов,
- распределенностью параметров, вызванной значительными габаритами глиносмесителей, сушильных барабанов, печей обжига,
- многомерностью векторов выходных координат и управляющих воздействий технологических процессов как объектов управления,
- технологическими ограничениями и ограничениями, обусловленными конструкцией оборудования.

В этих условиях известное управление технологическими процессами, производством керамзита заданного качества с использованием простейших алгоритмов, приводит как к существенному разбросу его прочности и плотности, так и к увеличению энергозатрат на его производство.

Созданные математические модели технологического процесса обжига керамзита во вращающихся печах как объекта управления [6] и синтезированные алгоритмы взаимосвязанного управления загрузкой сырца, объемной тепловой мощностью горелки и скоростью вращения печи [7] создают предпосылки для создания и внедрения системы интеллектуальной поддержки оперативного управления (СИПУ) производством керамзита заданного качества.

Структура системы. Схема системы (рисунок 1) включает в себя следующие функционально необходимые блоки:

- блок датчиков измерения параметров технологического процесса,
- блок наблюдателей для косвенного определения ненаблюдаемых параметров технологического процесса,
- блок данных из лаборатории,
- блок требуемых параметров качества керамзита,
- блок исходных данных,
- банк математических моделей технологического процесса обжига керамзита,
- банк алгоритмов принятия решений,
- блок визуализации,
- блок выбора решения технологом,
- блок выбора решения оператором,
- блок коррекции исходных данных по результатам принятия управленческих решений технологом и оператором.

Блоки датчиков измерения параметров технологического процесса и наблюдателей для косвенного определения ненаблюдаемых параметров технологического процесса предназначены для преобразования параметров контролируемого технологического процесса в информационные сигналы, которые поступают в блок исходных данных. Сюда же заносятся данные о требуемых параметрах качества керамзита и сведения из лаборатории о сырье. Собранные данные передаются в банк математических моделей технологического процесса обжига керамзита, где на основе анализа исходных данных выбирается тот или иной вариант модели процесса обжига. Результаты моделирования поступают в блок алгоритмов принятия решений, где определяется, прежде всего, возможность производства керамзита заданного качества из конкретного сырья в условиях ограничений со стороны технологического оборудования и из банка возможных алгоритмов выбирается несколько требуемых, наиболее полно удовлетворяющих целям управления. Предлагаемые процедуры управления системой интеллектуальной поддержки оперативного управления (СИПУ) выдаются технологу и оператору в блоке визуализации. После выбора решения технологом и (или) оператором разрабатывается сигнал коррекции, необходимый для уточнения управления путем моделирования вновь поставленной задачи для принятия наиболее рационального решения об управлении.

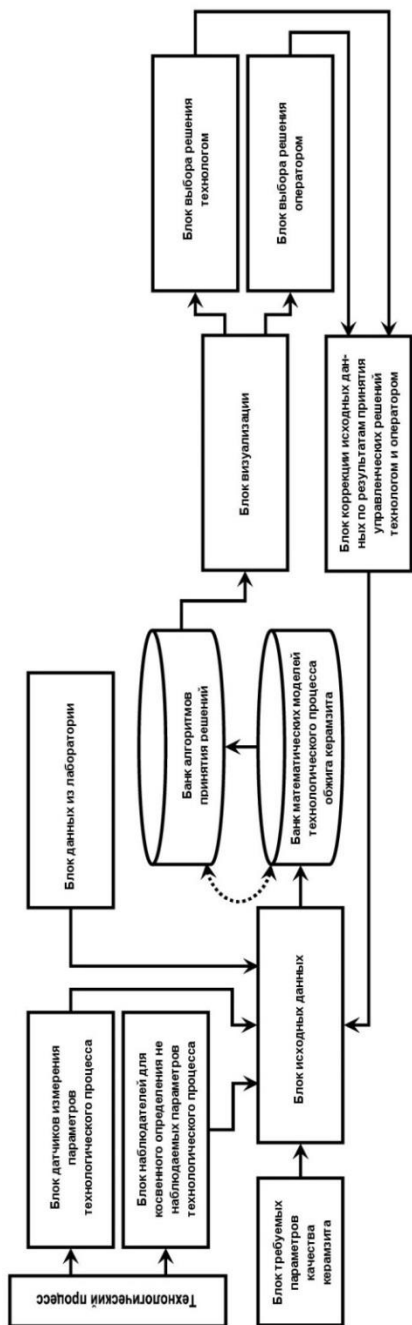


Рис. 1. Схема системы

Вывод. Разработанная система имеет открытую структуру и ориентирована на практическое использование технологами производства керамзита и операторами печей обжига.

Список литературы

1. Управление вращающейся печью производства керамзита как объектом с нестационарными параметрами / Фадеев А.С., Сабуров В.В. // Проблемы управления и моделирования в сложных системах: труды XVIII Международной конференции. / Под ред.: Е.А. Федосова, Н.А. Кузнецова, В.А. Витиха. Самара: ООО "Офорт", 2016. – С.356-359

2. Optimization of burning production process of ceramsite with specified density / Galitskov K.S., Samokhvalov O.V., Fadeev A.S. // Vide. Tehnologija. Resursi - Environment, Technology, Resources 11. Сеп. "Environment. Technology. Resources - Proceedings of the 11th International Scientific and Practical Conference" 2017. p. 57-61.

3. Optimal control of ceramsite burning in a rotary kiln / Galitskov S., Galitskov K., Samokhvalov O., Fadeev A. // MATEC Web of Conferences 5. Сеп. "5th International Scientific Conference "Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPICSE 2016" 2016. p. 04009.

4. Структурный синтез системы управления вспучиванием керамзита во вращающейся печи / Галицков С.Я., Фадеев А.С. // Современные проблемы науки и образования. 2012. № 1. С. 190.

5. Алгоритм работы двухконтурной системы управления вспучиванием керамзита во вращающейся печи / Галицков С.Я., Фадеев А.С. // В сборнике: Традиции и инновации в строительстве и архитектуре материалы 70-ой юбилейной Всероссийской научно-технической конференции по итогам НИР 2012 г.. Самарский государственный архитектурно-строительный университет. 2013. С. 454-457.

6. Моделирование вспучивания керамзита во вращающейся печи как объекта управления / Галицков С.Я., Данилушкин А.И., Фадеев А.С. // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. 2011. № 2 (30). С. 160-168.

7. Моделирование обжига керамзита в печи с регулируемой скоростью вращения как объекта управления / Галицков С.Я., Галицков К.С., Самохвалов О.В., Фадеев А.С. // Научное обозрение. 2015. № 7. С. 227-237.

Применение сепаратора кипящего слоя в металлургическом производстве

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

Обогащение магнетитовых кварцитов на горно-обогатительных комбинатах Курской магнитной аномалии сопровождается накоплением огромных количеств «хвостов» обогащения – нерудных материалов с остаточным содержанием магнита до 7-8% [1].

Образуемые этими материалами отвалы наносят серьезный ущерб окружающей среде. Ликвидация и утилизация отвалов горно-обогатительного производства представляет собой актуальную, но очень сложную проблему. Одним из направлений ее решения является использование отходов обогащения железной руды, содержащих до 93% тонкоизмельченного кварцевого песка (кварцита) в строительстве, в частности – дорожном, а также в производстве строительных материалов и изделий. Получаемый железорудный концентрат может использоваться как наполнитель и пигмент при изготовлении красок специального назначения [2]. Для разделения железосодержащего минерального сырья разработан сепаратор кипящего слоя [3-5], в котором магнитное извлечение магнетитовых частиц происходит из кипящего слоя исходного сыпучего материала (рис. 1).

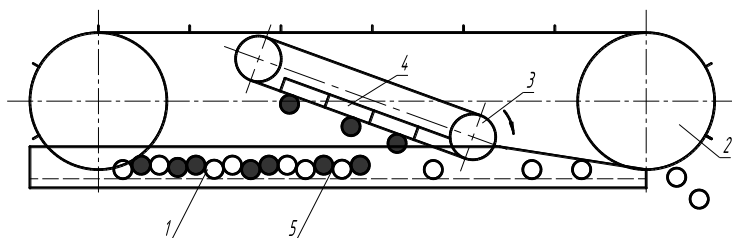


Рис. 1. Конструктивно-технологическая схема сепаратора кипящего слоя:
1 – аэрожелоб; 2 – скребковый конвейер; 3 – транспортирующий конвейер;
4 – магнитная система; 5 – кипящий слой материала;
● – частицы магнитита; ○ – частицы кварцита

Предложенный способ разделения железосодержащего сыпучего материала имеет ряд существенных преимуществ:

– процесс разделения происходит в воздушной среде (сухое разделение), что позволяет обойтись без сложных систем водоснабжения и шламового хозяйства;

- аэродинамическое псевдооживление материала из-за отсутствия движущихся деталей намного проще и надежней вибропсевдооживления;
- простая система управления процессом разделения путем изменения параметров загрузочного устройства, угла наклона магнитной системы и характеристик кипящего слоя.

Параметры кипящего слоя сыпучего материала тесно связаны с физико-механическими свойствами частиц. Разделяемый материал представляет собой двухкомпонентную механическую смесь частиц магнетита и немагнитных частиц кварцита (песка).

Извлекающая способность сепаратора кипящего слоя сухого разделения зависит от характеристик магнитной системы, физико-механических свойств частиц разделяемой смеси, а также геометрических параметров рабочей зоны. Коэффициент извлечения магнитных частиц η определяется соотношением их массопотоков на входе в активную зону $G(x_A)$ и на выходе из нее $G(x_B)$ (рис. 2):

$$\eta = 1 - \frac{G(x_B)}{G(x_A)}. \quad (1)$$

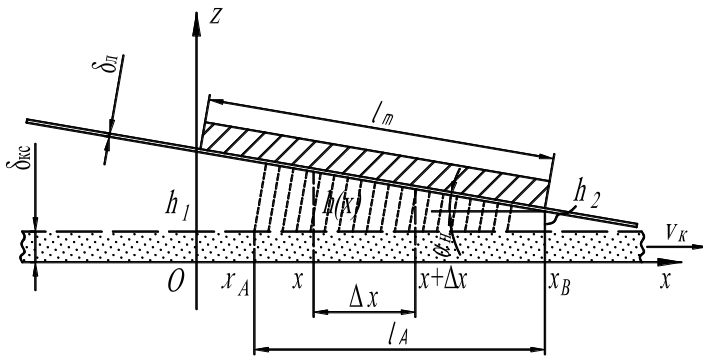


Рис. 2. Расчетная схема для вывода коэффициента извлечения магнетитовых частиц

Рассмотрим продольное сечение рабочей зоны сепаратора.

По транспортирующему лотку в рабочую зону сепаратора кипящего слоя сухого разделения со скоростью v_k поступает слой минеральной смеси с содержанием магнитных частиц f_M . Рассмотрим фракцию извлекаемых магнитных частиц со средним размером d . Начиная с отметки x_A происходит извлечение этих частиц и заполнение ими пространства между кипящим слоем материала и лентой транспортного конвейера.

Концентрация магнитных частиц в аэродисперсном потоке магнитных частиц распределена по высоте рабочей зоны очень неравномерно: она резко убывает от максимального значения в кипящем слое до минимального значения в зоне осаждения на ленту транспортного конвейера. Будем считать, что распределение концентрации частиц во всех поперечных сечениях

рабочей зоны одинаково, а концентрация магнитных частиц в зоне осаждения C_{oc} вдоль всего активного участка выражается одним и тем же соотношением:

$$C_{oc} = \chi C, \quad (2)$$

где C – средняя по поперечному сечению концентрация частиц, $\chi \ll 1$ эмпирический коэффициент неоднородности распределения частиц, который определяется путем обработки экспериментальных данных.

Рассмотрим часть рабочей зоны сепаратора кипящего слоя сухого разделения, находящуюся между поперечными сечениями, проходящими через точки x и $x+\Delta x$ (см. рис. 2). В результате осаждения магнитных частиц их концентрация снижается от $C(x)$ до $C(x+\Delta x)$. Запишем уравнение материального баланса магнитных частиц для выделенной части рабочей зоны:

$$G(x) - G(x + \Delta x) = \chi C(x) v_{oc} b \frac{\Delta x}{\cos \alpha_n} = \chi \frac{G(x) v_{oc} \Delta x}{h(x) v_k \cos \alpha_n}. \quad (3)$$

Здесь $\Delta x / \cos \alpha$ – отрезок ленты транспортирующего конвейера, соответствующий Δx , $G(x)$ – массопоток магнитных частиц, проходящий через поперечное сечение рабочей зоны, соответствующее координате x :

$$G(x) = C(x) b h(x) v_k, \quad (4)$$

где $h(x)$ – высота этого сечения:

$$h(x) = h_1 - x \operatorname{tg} \alpha_n, \quad (5)$$

где b – ширина поперечного сечения.

Выразив изменение массопотока магнитных частиц через его дифференциал:

$$G(x) - G(x + \Delta x) = -(G(x + \Delta x) - G(x)) \approx -dG(x), \quad (6)$$

получим:

$$\frac{dG}{G} = - \frac{\chi v_{oc} dx}{v_k (h_1 - x \operatorname{tg} \alpha_n) \cos \alpha_n}. \quad (7)$$

После интегрирования получим окончательное выражение для фракционного коэффициента извлечения магнитных частиц в экспериментальном сепараторе кипящего слоя сухого разделения:

$$\eta(d) = 1 - \left(\frac{0,015}{1,115\delta - \frac{\ln(0,183 \cos \alpha)}{52,34 \cos \alpha}} \right) \frac{4,47210^{-4} d^2 (50\delta^2 - 0,15\delta + 0,0224)}{v_k \sin \alpha_n}. \quad (8)$$

Для исследования зависимости полного коэффициента извлечения магнитных частиц от толщины исходного слоя разделяемой смеси положим в формуле (8) $d = 29,8$ мкм, $\alpha = 15^\circ$, $v_k = 0,02$ м/с. Тогда получим:

$$\eta = 1 - \left(\frac{0,015}{1,115\delta + 0,034} \right)^{76,72(50\delta^2 - 0,15\delta + 0,0224)} \quad (9)$$

Из формулы (9) следует, что с увеличением толщины слоя разделяемой смеси коэффициент извлечения возрастает (рис. 3). Это объясняется как увеличением магнитодвижущей силы, так и повышением концентрации частиц в зоне осаждения. Максимальное расхождение находится в точке $\delta = 3$ мм и составляет 5,9 %.

Зависимость коэффициента извлечения магнитных частиц от скорости движения скребкового конвейера следует из формулы (8) при $d = 29,8$ мкм, $\sigma = 0,008$ м, $\alpha_n = 15^\circ$:

$$\eta = 1 - 0,347 \frac{0,037}{v_k} \quad (10)$$

Согласно формулы (10) коэффициент извлечения магнитных частиц с увеличением скорости перемещения скребкового конвейера падает (рис. 4), что объясняется уменьшением времени пребывания смеси в активной зоне сепаратора кипящего слоя сухого разделения. Максимальное расхождение теоретических и экспериментальных значений коэффициента извлечения наблюдается при скорости перемещения $v = 0,028$ м/с и составляет 5,16 %.

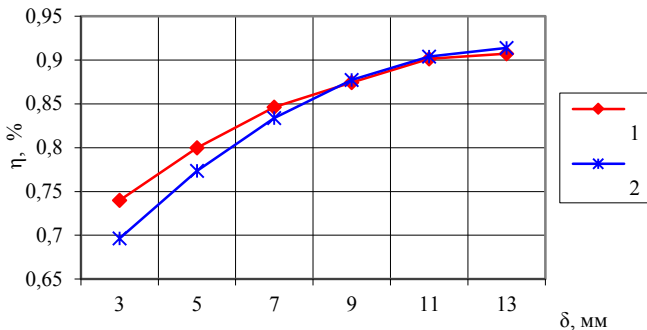


Рис. 3. Зависимость коэффициента извлечения магнитных частиц от толщины слоя разделяемой минеральной смеси:

1 – значения, посчитанные по формуле 9; 2 – экспериментальные значения

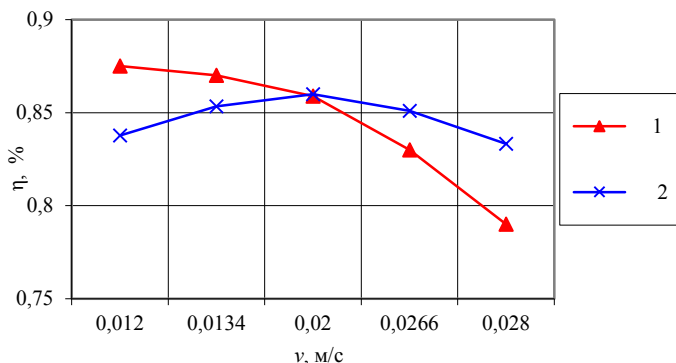


Рис. 4. Зависимость коэффициента извлечения магнитных частиц от скорости движения скребкового конвейера:

1 – значения, посчитанные по формуле 10; 2 – экспериментальные значения

Зависимости коэффициента извлечения магнитных частиц в основной области значений конструктивно-технологических параметров сепаратора σ , v_k и α_n качественно и количественно хорошо (с точностью до 5,9 %) согласуются с кривыми, полученными в результате проведения факторного эксперимента. Отсутствие участков возрастания и неэкстремальный характер теоретических кривых и по-видимому объясняется приближенным характером применяемых в настоящее время инженерных методов описания магнитных полей сепараторов и свойств сыпучих материалов в состоянии кипящего слоя.

Список литературы

1. Кармазин В.И. Магнитные методы обогащения / В.И. Кармазин, В.В. Кармазин. М.: Недра, 1984. 215 с.
2. Уваров В.А. Оптимизация параметров работы пневмоструйной противочной мельницы // Омский научный вестник. 2006. № 2 (35). С. 17-19.
3. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Степанов М.А. Метод разделения железосодержащего минерального сырья // Научное обозрение. 2013. № 12. С. 99-101.
4. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Агарков А.М. К вопросу об разрушении материалов // Механизация строительства. 2017. Т. 78. № 11. С. 5-8.
5. Sharapov R.R., Agarkov A.M. Matrix modeling of technological systems grinding with closed circuit ball mill. // World Applied Sciences Journal. 2013. Т. 24. № 10. С. 1399-1403.
6. Габдуллин Т.Р. Разработка лесопильного узла к одноковшовому экскаватору. // Механизация строительства. 2015. № 8 (854). С. 6-8.

7. Лозовая С.Ю., Саблин В.С., Ткачева О.В. Интенсификация процесса гомогенизации строительных смесей в статических смесителях // Фундаментальные исследования. 2013. № 8-6. С. 1326-1331.

8. Шарапов Р.Р., Уваров А.А., Анненко Д.М. Некоторые аспекты моделирования процесса формирования зернового состава в шаровых мельницах замкнутого цикла. // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2008. № 3. С. 43-45.

9. Шарапов Р.Р., Мамедов А.А., Агарков А.М. Сравнительные характеристики проходимости на слабых грунтах гусеничных и шагающих кранов. // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2015. № 5. С. 198-200.

10. Шарапов Р.Р., Мамедов А.А., Харламов Е.В. Энергетический расчет приводов подъемно-транспортных машин на ЭВМ (табличный процессор excel). // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2015. № 6. С. 183-186.

11. Густов Ю.И., Степанов М.А., Кайтуков Б.А. Анализ конструктивно-расчетных схем бетоносмесителей // Механизация строительства. 2013. № 12, с. 30-31.

Шарапов Ринат Р.

Построение кривой разделения воздушного сепаратора по экспериментальным данным

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ), г. Москва

Производство тонкодисперсных порошков является весьма актуальной задачей. Это объясняется тем, что такие порошки позволяют интенсифицировать химические, теплообменные, термические гетерогенных процессы. При этом после традиционных способов измельчения в готовых порошках могут содержаться частицы, далеко не всегда удовлетворяющие требованиям эффективного протекания последующих технологических процессов [1- 3]. Для решения этих проблем широко применяются воздушные сепараторы различных конструкций [4-9].

Однако и даже современные воздушные сепараторы не отличаются высокой эффективностью разделения. Этот параметр составляет 55-65 %. Для повышения этого параметра нами предлагается циркулирующий в системе сепарационный воздух сбрасывать в аспирацию. Недостающий воздух добавлять непосредственно в патрубок ввода сепарационного воздуха

в сепаратор. Это мероприятие должно повысить эффективность работы помольного агрегата в целом.

Основной характеристикой процесса сепарации цемента является кривая разделения $\varphi(d)$, с помощью которой можно найти дисперсный состав тонкого и грубого продуктов, а также рассчитать коэффициент полезного действия и эффективность сепаратора. В центробежных воздушных сепараторах идеальное разделение материала на тонкую ($d < d_{гр}$) и грубую ($d > d_{гр}$) фракции невозможно, так как частицы всех размеров из-за интенсивного турбулентного размешивания распределяются по всему поперечному сечению зоны разделения.

Это приводит к тому, что часть мелких частиц попадает в крупку, а некоторое количество крупных частиц – в тонкий продукт. По этой причине кривую разделения сепаратора нельзя вывести в рамках детерминированного подхода, т.е. на основе одних лишь уравнений движения частиц в осредненном поле скоростей сепарационного воздуха. При выводе кривой разделения необходимо учитывать случайные возмущения движения частиц, вызываемые турбулентными пульсациями несущего потока сепарационного воздуха и взаимными столкновениями частиц.

Распределение частиц в установившемся турбулентном поле скоростей сепарационного воздуха описывается стационарным уравнением конвективной диффузии:

$$\nabla(Z\bar{v} - D_p \nabla Z) = 0, \quad (1)$$

где ∇ – дифференциальный оператор «набла»; Z – концентрация частиц, $\text{кг}/\text{м}^3$; \bar{v} – поле скоростей аэрозольной жидкости; D_p – коэффициент турбулентной диффузии частиц, характеризующий квадрат среднего отклонения частиц от их детерминированных траекторий в единицу времени. Величина D_p может быть оценена по эмпирической формуле [10]:

$$D_p = \frac{v_t}{1 + 0,286\text{Stk}}, \quad (2)$$

где v_t – кинематический коэффициент турбулентной вязкости воздуха; Stk – критерий Стокса:

$$\text{Stk} = \frac{U_r(R_1)\tau}{2R_1}. \quad (3)$$

Согласно гипотезе А.М. Обухова и А.Н. Колмогорова [10] коэффициент турбулентной диффузии воздуха определяется соотношением:

$$v_t = a\varepsilon^{1/3}l^{4/3}, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (4)$$

где a – эмпирический коэффициент; ε – энергия, диссипируемая за 1 секунду в 1 кг воздуха, $\text{Вт}/\text{кг}$; l – линейный масштаб турбулентности, м. Величина ε пропорциональна гидравлическому сопротивлению сепаратора Δp_c и может быть оценена с помощью соотношения:

$$\varepsilon = \frac{\Delta p_c v_r (R_1)}{\rho R_1}. \quad (5)$$

В качестве масштаба турбулентности может быть выбран внутренний радиус зоны сепарации:

$$l = R_1.$$

Подставив соотношения (5) и (6) в формулу (4) получим:

$$v_t = a \sqrt[3]{\frac{\Delta p_c R_1^2 G}{2\pi H \rho^2}}. \quad (7)$$

Уравнение (7) может быть решено при соответствующих граничных условиях совместно с уравнениями аэродинамики [3] только численными методами. По результатам вычислений могут быть найдены относительные доли (парциальные выносы) отдельных фракций частиц в тонкий продукт. Кривые разделения получаются путем аппроксимации этих выносов аналитическими выражениями, удовлетворяющими следующим требованиям:

$$\varphi(d) \rightarrow 1 \text{ при } d \rightarrow 0 \text{ при}, \quad (8)$$

$$\varphi(d) \rightarrow 1 \text{ при } d \rightarrow \infty, \quad (9)$$

$$\varphi(d_{\text{гр}}) = 0,5. \quad (10)$$

Одним из таких выражений является формула Молеруса [11]:

$$\varphi(\tilde{d}) = \frac{1}{1 + \tilde{d} \exp\left(-\frac{A}{2}(1 - \tilde{d})\right)}, \quad (11)$$

где $\tilde{d} = d / d_{\text{гр}}$; A – стохастический параметр, равный диффузионному критерию Пекле для дисперсной фазы [12]:

$$A = \frac{2R_1 v_r (R_1)}{D_p}. \quad (12)$$

Параметр A характеризует степень влияния случайных факторов на упорядоченный процесс разделения под действием силы аэродинамического сопротивления и центробежной силы. С уменьшением D параметр A возрастает, и при $A \geq 16$ кривая разделения приближается к идеальной.

С параметром A связана четкость (резкость) разделения $\xi = d_{0,75} / d_{0,25}$, где $d_{0,75}$ и $d_{0,25}$ – размеры частиц, которые переводятся сепаратором в тонкий продукт на 75 и 25 %. При идеальной классификации $\xi = 1$ (рис. 1).

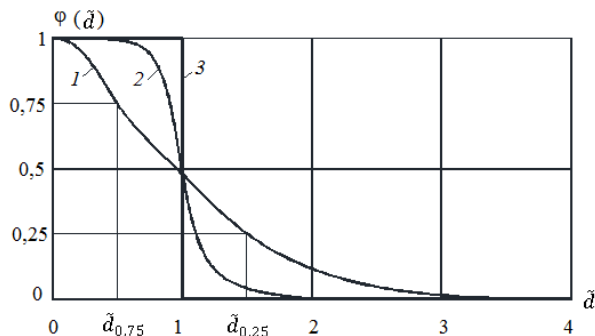


Рис. 1. Влияние величины стохастического параметра A на форму кривой разделения:

1 – $A = 3$, $\xi = 0,36$; 2 – $A = 15$, $\xi = 0,6$; 3 – $A \rightarrow \infty$, $\xi = 1$ (идеальная классификация)

На форму кривой разделения, а значит и на показатели работы сепаратора влияет также величина $d_{гр}$.

В настоящее время методов теоретического прогнозирования величины параметра A не существует, поэтому его значение должно определяться экспериментально по опытным значениям функции распределения $\varphi(d)$ для различных d .

Из уравнения материального баланса узкой фракции частиц размера d

$$G_m f_m(d) \varphi(d) = G_f f_f(d) \quad (13)$$

следует:

$$\varphi(d) = \frac{G_T}{G_M} \cdot \frac{f_T(d)}{f_M(d)} = \frac{1}{k_{ц}} \cdot \frac{R_T(d + \Delta d) - R_T(d)}{R_M(d + \Delta d) - R_M(d)}, \quad (14)$$

где G_M и G_T – массовые расходы исходного материала и тонкого продукта; $k_{ц}$ – кратность циркуляции, $f_m(d)$, $f_T(d)$ – дифференциальные функции распределения; $R_M(d)$, $R_T(d)$ – интегральные по остатку функции распределения исходного материала и тонкого продукта, которые определяются по результатам лазерной гранулометрии.

Функцию разделения (11) путем логарифмирования и простых преобразований можно привести к линейному виду:

$$y = Sx, \quad (15)$$

где

$$y = 2 \ln \left(\frac{\varphi(d) \cdot \tilde{d}}{1 - \varphi(d)} \right), \quad (16)$$

$$x = 1 - \tilde{d}, \quad (17)$$

$$\tilde{d} = d / d_{\text{гр}}. \quad (18)$$

Определив с помощью формулы (14) n значений $\varphi(d_i)$, $i = 1, 2, \dots, n$, величину параметра A можно найти по методу наименьших квадратов. Значения параметра A определялись в производственных условиях при различных значениях расхода свежего воздуха. В результате обработки полученных данных была получена следующая аппроксимирующая зависимость стохастического параметра от массовой доли свежего воздуха K во всем потоке сепарационного воздуха:

$$A = -31,2 K^2 + 44,34 K - 1,14. \quad (19)$$

График зависимости (19) приведен на рис. 2, из которого следует, что увеличение доли свежего воздуха в сепарационном воздухе приводит к увеличению стохастического параметра и, как показано на рис. 1, к повышению эффективности сепарации.

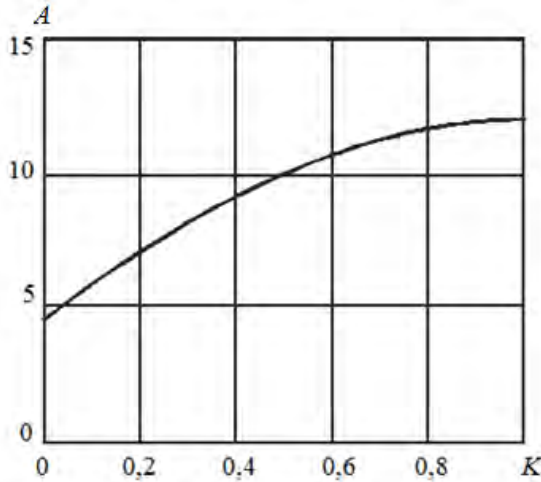


Рис. 2. Зависимость стохастического параметра A от массовой доли свежего воздуха в сепарационном воздухе

Увеличение параметра A с ростом доли свежего воздуха K объясняется снижением температуры сепарационного воздуха, которое приводит к уменьшению его объемного расхода и скорости газоматериального потока. В результате этого снижается уровень турбулизации газоматериальной среды, уменьшается коэффициент турбулентной диффузии дисперсной фазы, что приводит к возрастанию стохастического параметра A , повышению эффективности разделения и, в конечном итоге к росту производительности воздушного сепаратора и экономической эффективности всего помольного комплекса в целом.

Список литературы

1. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Харламова В.В., Прокопенко В.С. Сепаратор кипящего слоя для разделения минерального сырья. В сборнике: Интерстроймех - 2015 материалы международной научно-технической конференции. Казанский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 214-220.
2. Перов В. А., Андреев Е. Е., Биленко Л. Ф. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра, 1990. 301 с.
3. Шарапов Р.Р. Шаровые мельницы замкнутого цикла. Белгород, 2008.
4. Борин П.С., Шарапов Р.Р. Моделирование дисперсных характеристик сепарированных цементов. Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2009. № 1. С. 80-81.
5. Арутюнян К. Л., Пильмайер Э. Модернизация цементных мельниц и их оснащение высокоэффективными сепараторами фирмы Pfeiffer. Цемент и его применение. 2004. № 2. С.18–20.
6. Богданов В. С., Шарапов Р.Р. и др. Основы расчета машин и оборудования предприятий строительных материалов. Старый Оскол: ТНТ, 2012. 680 с.
7. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р. К вопросу о разделении железосодержащего минерального сырья. В сборнике: Инновационные материалы, технологии и оборудование для строительства современных транспортных сооружений Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. 2013. С. 286-289.
8. Пономарев В. Б., Шишкин С. Ф., Дзюзер В. Я., Катаев А. В. Установка пневматической классификации шпата. Огнеупоры и техническая керамика. 2010. № 10. С. 28–31.
9. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Агарков А.М. К вопросу об разрушении материалов. Механизация строительства. 2017. Т. 78. № 11. С. 5-8
10. Медников Е.П. Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей. М.: Наука, 1980. 178 с.
11. Мизонов В.Е., Ушаков С. Г. Аэродинамическая классификация порошков. М.: Химия, 1989. 160 с.
12. Шишкин С.Ф., Техов С. М. Расчет процесса измельчения в замкнутом цикле. Химия и химическая технология. 1991. Т. 34. 3. С. 117–119.

Актуальность и перспективы использования роботов и робототехнических систем в строительстве

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

Прежде чем использовать такие термины как робот и робототехническая система необходимо дать их определение, понять на какие классы они делятся, из каких компонентов состоят, какие имеют способы управления и перемещения, а также самое важное — это области их применения и предельные значения их развития в этих областях, в частности в строительной сфере. [3, 4].

Робототехника — это прикладная наука, занимающаяся разработкой автоматизированных технических систем и являющаяся важнейшей технической основой интенсификации производства. [2].



Рис. 1. Объемы продаж промышленных роботов

Основные направления развития робототехники это: промышленная, бытовая, медицинская, военная, авиационная, космическая, подводная и строительная. В свою очередь создаваемые варианты роботов подразделяются на два типа: манипуляционные роботы, которые представляют из себя автоматические машины (стационарные или передвижные), состоящие из исполнительного устройства в виде манипулятора, имеющего несколько степеней подвижности и устройства программного управления, которое служит для выполнения в производственном процессе управляющих функций, и мобильные роботы, являющиеся автоматическими машинами, в которых имеются движущиеся шасси с автоматическими управляемыми приводами. Первые в отличие от вторых производятся в напольном, подвесном и порталном исполнениях.

Бытовая робототехника отличается тем, что является одним из самых слабо развитых направлений робототехники, ввиду нескольких особо важных причин. Во-первых, с большинством бытовых задач, которые человеку хотелось бы переложить на робототехническую систему, сам человек справляется намного быстрее, легче, надёжнее, да и в целом эффективнее. Бытовая робототехника требует постоянного обслуживания и внимания, также в 90% случаев не обладает продвинутыми элементами искусственного интеллекта, а является всего лишь программируемой, что делает её скорее обузой. В данный момент времени и развития бытовой робототехники можно сказать, что это направление развития является очень перспективным, но не первоочередным.

Направление развития медицинской робототехники самое востребованное на данный момент, так как нагрузка на сферу здравоохранения в мире растёт каждый день. И медицинские роботы позволяют справляться с множеством тяжёлых задач: осторожная переноска больных, сложные микрооперации и многое другое, тем самым упрощая процессы, ускоряя их и справляясь с большими объёмами работы. Но, как и для развития некоторых других сфер робототехники, развитие её в медицинской отрасли требует непосредственно помощи и консультации и совместной работы как инженеров, так и мед персонала, который в последствии должен быть в состоянии использовать эти машины. Медицинская робототехника будет развиваться и будет быстро, человек в этом крайне востребован.

Военная и авиационная робототехника объединены в один раздел, потому что почти все беспилотные летательные аппараты имеют отношение к военным задачам и задачам разведки. Развитие военной робототехники преследует огромное количество задач. Начиная с того, что при ведении любых боевых действий или нахождение в местах опасных для жизни и здоровья человека заменить его на машину оснащённую камерами и датчиками, в результате будет выполнена задача сохранения безопасности для личного состава. Развитие сухопутной военной техники и беспилотных летательных аппаратов происходит неравномерно из-за разницы сред, в которых перемещаются роботы. Так же такую технику категорически из-за опасности для жизни и здоровья людей нельзя создавать полностью автоматизированной, всегда должен быть специально обученный оператор. За счёт того, что каждый год множество военных государств вкладывает огромные суммы денег в развитие этого направления оно развивается динамичнее любого другого. И многие технологии которые могли бы быть полезны в других сферах приходят поздно, так как зачастую такие военные разработки являются засекреченными.

Космическая робототехника также развивается очень прогрессивно. Космическое пространство — это одна из самых агрессивных сред для обитания человека и использование робототехники там способствует максимальной пользе для жизни и времени космонавта. В космосе используются

в основном манипуляторы, которыми космонавт может исправлять неполадки на станции или корабле, находясь при этом в безопасности. Развитие космической робототехники это такое же знаковое направление, как и само по себе освоение космоса. [1–13].

Переходя к строительной робототехнике и разбирая её более подробно, но отталкиваясь от данных полученных из остальных сфер уже легче будет сделать акцент на всех сложностях, тонкостях, недостатках и достоинствах. Начать стоит с того что применение робототехники в строительстве имеет очень широкий диапазон: откопка, погрузка, разборка и сборка железобетонных и кирпичных конструкций, демонтаж металла, снятие и нанесение разных слоев на поверхности, бурение отверстий, перенос инструментария, подрубка свай, забивание шпунтов и огромное количество других задач. Это далеко не полный список тех задач с которыми современная робототехника строительная уже в состоянии справляться имея ряд достоинств, отличающих их труд от человеческого такими факторами как: дистанционное управление, использование мощного навесного оборудования, сведение травматизма рабочих к минимальному, выигрыш в скорости и стоимости строительных работ, сокращение количества рабочих до нескольких квалифицированных операторов, малые габариты техники и легкая транспортировка, отсутствие шума при выполнении ночных работ. Все эти факторы являются весомым положительными сторонами использования и поводами для развития строительной робототехники, но и здесь всё не так просто. Робототехника в строительстве является одной из самых медленно развивающихся сфер робототехники, так как требует огромных финансовых вложений, которые зачастую могут идти только от частных лиц. Робототехника в строительстве решает уже множество разных задач, но для решение новых требуются высокотехнологичные решение и нестандартные подходы, а порой достичь этого крайне не так легко, как кажется. Стоимость и время выполнения некоторых работ не позволяет использовать их эффективно на ряду с быстродействующими материалами.

Основное заключение по актуальности использования и перспективам развития робототехники в строительстве должно заключаться в том, что это ещё достаточно молодая отрасль во всём мире и есть чему развиваться, в отличие от авиационной или подводной робототехники, например. Чтобы быстрее получить толчки в развитии обязательно нужно перенимать успехи, полученные в других областях развития роботов и вполне возможно они могут стать ключом к некоторым нестандартным решениям.

Список литературы

1. Lozovaya S.Y., Lozovoyv N.M., Uvarov V.A., Ryadinskaya L.V., Sharapov R.R. Studying changes in design and technological parameters of the grinding and mixing devices with cylindrical working chambers deformable in

cross section // International Journal of Pharmacy and Technology. 2016. T. 8. № 4. С. 24733-24747.

2. Sharapov R., Kapyrin P., Lozovaya S., Yadykina V., Agarkov A. Research dedusting efficiency of the inertial hub with adjustable parameters // MATEC Web of Conferences 5. Сер. "5th International Scientific Conference "Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPICSE 2016" 2016. С. 03007.

3. Sharapov R.R., Ovsyannikov Yu.G., Boychuk I.P., Agarkov A.M., Prokopenko V.S. Research of aerodynamics of recirculation systems with forced aspirated air // International Journal of Applied Engineering Research. 2015. T. 10. № 21. С. 42707–42713.

4. Sharapov R.R., Shrubchenko I.V., Agarkov A.M. Determination of the optimal parameters of the equipment to obtain fine powders // International Journal of Applied Engineering Research. 2015. T. 10. № 12. С. 31341-31348

5. Telichenko V.I., Sharapov R.R., Lozovaya S.Y., Skel V.I. Analysis of the efficiency of the grinding process in closed circuit ball mills // MATEC Web of Conferences 5. Сер. "5th International Scientific Conference "Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPICSE 2016" 2016. С. 04040.

6. Бишоп О. Настольная книга разработчика роботов. "КОРОНА-ВЕК" 2010. 400с.

7. Боголюбов А.Н. Популярно о робототехнике. 1989. 89с.

8. Накано Э., Введение в робототехнику. 1988. 43с.

9. Шарاپов Р.Р., Мамедов А., Степанов М.А., Харламов Е.В. Шагающее ходовое оборудование стрелового самоходного крана грузоподъемностью свыше 100 т повышенной проходимости и мобильности. Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 5. С. 5-11.

10. Степанов М.А., Илохин П.А. Применение искусственного интеллекта в строительной робототехнике Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 5. С. 5-11.

11. Шилейко А.В., Шилейко Т.И., Кибернетика без математики. 1973. 24с.

12. Юревич Е.И. Основы робототехники. "БХВ-Петербург 2005. 416 с.

13. Сайт Википедия [Электронный ресурс]. – Режим доступа <https://ru.wikipedia.org/>, свободный.

О подходе к определению энергии на разрушение твердых тел

Национальный исследовательский Московский государственный
строительный университет, г. Москва, Россия

Процессы разрушения многих материалов отличаются как общностью, так и особенностью, учитывающие как свойства разрушаемых материалов, так и типы применяемых машин для разрушения этих материалов [1-10]. В данной статье будет представлен подход к определению работы разрушения, например, цементного клинкера.

Ниже приводится ряд формул, определяющих связь между размерами разрушаемых частиц клинкера, конструктивными элементами мельницы и ее производительностью. Вывод сделан на основе термодинамического метода описания процесса помола цементного клинкера и добавок при получении высокомарочных цементов.

При разработке данной методики предположим, что разрушение цементного клинкера под воздействием внешних сил происходит при следующих допущениях:

- внешнее воздействие на цементный клинкер возникает с учетом объема частицы вещества;
- при сообщении частице клинкера значения энергии выше порогового, под действием которой данный участок начинает разрушаться, порождая растягивающие напряжения, под воздействием которых (при значительных напряжениях) равновесные размеры трещин (дефектов) начинают увеличиваться;
- с другой стороны растягивающие напряжения в выделенном объеме цементного клинкера порождают ответный отклик, препятствующий данному расширению.

Если определить работу расширения, совершаемую растягиванием участка цементного клинкера, то можно вычислить величину вновь образованной поверхности.

Предположим, что в результате внешнего воздействия в цементном клинкере образуется участок объемом V_0 , в котором сконцентрирована энергия воздействия δQ_p . Вследствие прироста объема V_0 на величину dV возникают растягивающие напряжения, способствующие образованию и увеличению размеров трещины, которая в результате прорастания достигает свободной поверхности измельчаемого клинкера и тем самым приводит к его разрушению [11, 12].

При расширении объема V_0 на величину dV совершается элементарная работа:

$$\delta A = +fdV, \quad (1)$$

где f – обобщенная термодинамическая сила, Па; V – обобщенная координата, равная в данном случае объему, м³.

В соотношении (1) изменение объема измельчаемого тела происходит вследствие увеличения энергии в исходном объеме V_0 на величину δQ_p . Одновременно порождается сила f в окружающем объеме V_0 , которая препятствует увеличению последнего. В силу вышесказанного будем считать, что $V = V(Q_p, f)$, тогда полный дифференциал dV , входящий в выражение (1), можно представить в следующем виде [13]:

$$dV = \frac{\partial V}{\partial Q_p} \delta Q_p + \frac{\partial V}{\partial f} df. \quad (2)$$

Введем следующие обозначения:

$$\alpha_b = \left(\frac{\partial V}{\partial Q_p} \right) \frac{1}{V_0}, \quad (3)$$

где α_b – коэффициент энергетического расширения вещества.

$$E_0 = - \left(\frac{\partial f}{\partial V} \right) V_0, \quad (4)$$

где E_0 – объемный модуль упругости, который с модулем упругости связан следующим соотношением, Па:

$$E_0 = \frac{E}{3(1-2\mu)}. \quad (5)$$

Здесь μ – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости измельчаемого материала (модуль Юнга), Па.

Соотношение (2) с учетом выражений (3) и (4) можно представить как:

$$dV = \alpha_b V_0 \delta Q_p - \frac{V_0}{E_0} df. \quad (6)$$

Подстановка уравнения (6) в уравнение (1) приводит к следующему выражению для элементарной работы по разрушению частицы цементного клинкера:

$$\delta A = f\alpha_b V_0 \delta Q_p - \frac{fV_0}{E_0} df. \quad (7)$$

Если предположить, что величины f , α_b , V_0 не зависят от Q_p , а V_0 и E_0 – не зависят от f , то интегрирование соотношения (7) в определенных пределах приводят к результату:

$$A = f\alpha_b V_0 Q_p - \frac{f^2 V_0}{2E_0}. \quad (8)$$

Первое слагаемое в выражении (8) представляет собой работу зоны уплотнения, которая расходуется на «прораствание трещины» в объеме V_0 , второе слагаемое в этом же выражении представляет собой энергию упругой деформации, запасенную объемом V_0 под действием обобщенной термодинамической силы f .

Из соотношения (8) следует, что если Q_p и f равно нулю, то и $A = 0$. То есть, при отсутствии подвода энергии к измельчаемому клинкеру не возникает обобщенная термодинамическая сила f и работа при этом не совершается. Кроме того, существует некоторое пороговое значение обобщенной термодинамической силы f^* такое, что при выполнении условия $f \geq f^*$ работа $A = 0$ [14, 15]. Для получения выражения, определяющего f^* , необходимо в уравнении (8) положить $f = f^*$ и $A = 0$. С учетом этого имеем

$$f^* = 2\alpha_b E_0 Q_p . \quad (9)$$

Вычисляем первую производную от работы по f :

$$\frac{\partial A}{\partial f} = \alpha_b V_0 Q_p - \frac{f V_0}{E_0} . \quad (10)$$

Из условия равенства нулю соотношения (2.10) находим значение:

$$f_k = \alpha_b E_0 Q_p . \quad (11)$$

Выражение второй производной от выражения (10) по f приводят к соотношению

$$\frac{\partial^2 A}{\partial f^2} = -\frac{V_0}{E_0} < 0 . \quad (12)$$

В силу положительности величин V_0 и E_0 значение выражения (2.12) являются отрицательной величиной при любых значениях величин V_0 и E_0 . Поэтому выражение (8) принимает максимальное значение при $f = f_k$, которое задается следующим выражением:

$$A_{\max} = \frac{\alpha_b^2 Q_p E_0 V_0}{2} . \quad (13)$$

Определим КПД η по преобразованию энергии Q , вводимой в объем V_0 измельчаемого клинкера, в работу по его разрушению (прорастванию трещин) и образованию новой поверхности по следующей формуле:

$$\eta = \alpha_b \mathcal{N}_0 - \frac{f^2 V_0}{2E_0 Q_p} . \quad (14)$$

Из соотношения (14) следует, что с увеличением значения Q_p КПД также увеличивается и достигает своего максимального значения при $A = A_{\max}$, поэтому подстановка в (14) соотношения (13) приводит к результату:

$$\eta_{\max} = \frac{\alpha_b^2}{2} Q E_0 V_0 . \quad (15)$$

Уравнение (7) можно преобразовать также к виду:

$$\frac{\partial A}{\partial f} = f V_0 \left(\alpha_b \frac{\partial Q_p}{\partial f} - \frac{1}{E_0} \right) . \quad (16)$$

Полученное соотношение (16) показывает, что изменение условий работы зависит от изменения величины обобщенной термодинамической силы в зависимости от изменения величины энергии аккумулированной объемом V_0 .

В дальнейшем приняв размеры измельчаемого материала и мелющего тела можно определить количество частиц, получаемых при измельчении единичной частички. Приняв количество этих частичек и их размеры, количество мелющих тел и их размеры, количество соударений и время измельчения, и, в конечном счете, задавшись удельной поверхностью готового материала, через средний размер готового материала можно определить как производительность измельчителя, так и затрачиваемую на получение готового продукта энергии.

Список литературы

1. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Степанов М.А. Метод разделения железосодержащего минерального сырья // Научное обозрение. 2013. № 12. С. 99-101.
2. Sharapov R.R., Agarkov A.M. Matrix modeling of technological systems grinding with closed circuit ball mill. // World Applied Sciences Journal. 2013. T. 24. № 10. С. 1399-1403.
3. Габдуллин Т.Р. Разработка лесопильного узла к одноковшовому экскаватору. // Механизация строительства. 2015. № 8 (854). С. 6-8.
4. Лозовая С.Ю., Саблин В.С., Ткачева О.В. Интенсификация процесса гомогенизации строительных смесей в статических смесителях // Фундаментальные исследования. 2013. № 8-6. С. 1326-1331.
5. Рядинская Л.В., Лозовая С.Ю. Экспериментальные исследования по управлению энергетическими характеристиками помольных устройств // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2013. № 2. С. 177-180.
6. Шарапов Р.Р., Шаптала В.Г., Алфимова Н.И. Прогнозирование дисперсных характеристик высокодисперсных цементов // Строительные материалы. 2007. № 8. С. 24-25.
7. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Шаптала В.Г., Шаптала В.В. Моделирование процесса разделения в магнитно-аэродинамическом сепараторе. //

Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2013. № 4. С. 91-95.

8. Шарапов Р.Р., Уваров А.А., Анненко Д.М. Некоторые аспекты моделирования процесса формирования зернового состава в шаровых мельницах замкнутого цикла. // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2008. № 3. С. 43-45. 7

9. Теличенко В.И., Шарапов Р.Р., Скель В.И., Харламов Е.В. Анализ эффективности процесса измельчения в шаровых мельницах замкнутого цикла. // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 11. С. 13-17

10. Шарапов Р.Р., Мамедов А.А., Агарков А.М. Сравнительные характеристики проходимости на слабых грунтах гусеничных и шагающих кранов. // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2015. № 5. С. 198-200.

11. Шарапов Р.Р., Мамедов А.А., Харламов Е.В. Энергетический расчет приводов подъемно-транспортных машин на ЭВМ (табличный процессор excel). // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2015. № 6. С. 183-186.

12. Густов Ю.И., Степанов М.А., Кайтуков Б.А. Анализ конструктивно-расчетных схем бетоносмесителей // Механизация строительства. 2013. № 12, с. 30-31.

13. Сахапов Р.Л., Загретдинов Р.В., Габдуллин Т.Р. Моделирование систем управления дорожно-строительной техникой // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т. 16. № 1-2. С. 394-396.

14. Степанов М.А., Мечиев А.В. Анализ неисправностей при эксплуатации лифтов // Механизация строительства. 2014. № 12. С. 44-46.

15. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Агарков А.М. К вопросу об разрушении материалов // Механизация строительства. 2017. Т. 78. № 11. С. 5-8.

РАЗДЕЛ III. ПРОИЗВОДСТВО, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СТРОИТЕЛЬНЫХ, ДОРОЖНЫХ, ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ И КОММУНАЛЬНЫХ МАШИН

А.Ю. Ганикевич, О.А. Александрова

Диагностирование дефектов механизмов порталльных кранов на основе анализа спектров вибрации

Московская государственная академия водного транспорта – филиал
Федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования «Государственный университет
морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова»,
г. Москва, Россия

В речных портах России широко применяются порталльные краны. При этом, большая часть этих кранов работает за пределами нормативного срока службы и имеет значительный износ оборудования. Выход из строя оборудования влечёт за собой значительные простои в работе, поскольку сменно-запасные части для таких кранов приходится изготавливать под заказ. Простой крана, особенно в период навигации, оборачивается для владельца весьма значительными финансовыми потерями. Таким образом, весьма актуальной является проблема ранней диагностики дефектов механизмов порталльных кранов.

Рекомендуемыми методами обнаружения дефектов механизмов порталльных кранов, в соответствии с РД 10-112-4 [1], являются проверка на слух и разбор механизма для осмотра. Оценка состояния контролируемого объекта при прослушивании определяется по результатам чувственного восприятия. Специалисту необходимо уметь распознавать по характеру звука, какая неисправность присутствует в оборудовании. Так различают: ровный, прерывистый, звенящий, свистящий, жужжащий, монотонный, шелестящий шум и другие виды звуков. Таким образом, процесс прослушивания, как метод диагностики, является весьма субъективным.

Полная или частичная разборка механизмов требует больших затрат времени на проведение диагностики. Указанных проблем, можно избежать при использовании вибродиагностики.

Вибрационная диагностика является одним из наиболее эффективных методов безразборной оценки технического состояния оборудования. Она позволяет выявлять дефекты на стадии формирования, обнаруживать скрытые дефекты оборудования без разборки агрегата. Процесс снятия вибра-

ционных характеристик занимает небольшое время, и дает достоверную оценку состояния агрегата. С помощью него выявляют [2], [3]: дефекты подшипников (качения и скольжения), электродвигателей, муфт, зубчатых передач, несоосность валов, дисбаланс роторов, ослабление креплений опор машин.

На сегодняшний день можно назвать более десяти методов вибрационного диагностирования. Каждый из методов имеет свои преимущества, особенности и недостатки. Наиболее перспективным и эффективным для обнаружения дефектов механизмов порталных кранов, с точки зрения авторов представляется метод диагностирования по спектру – спектральный анализ. Это метод обработки сигналов, базирующийся на преобразовании Фурье, позволяющий выявить частотный состав сигнала. Выявление повышенных амплитуд вибрации на частотах, совпадающих с частотами возможных повреждений элементов, резонансных частотах деталей, на частотах протекания рабочего процесса помогает обнаружить неисправность на различных стадиях её развития. Наибольшее применение нашли следующие виды диагностирования: анализ спектра огибающей, анализ прямого спектра.

Одной из особенностей работы оборудования грузоподъемных кранов, является повторно-кратковременный режим работы механизмов, что затрудняет проведение вибродиагностики из-за коротких, в сравнении с периодом вибраций, интервалов проведения замеров. Второй серьезной проблемой является то, что вибрации, возникающие при работе механизмов, являются суммой полигармонического колебания от различных процессов и ударных импульсов, возникающих вследствие наличия зазоров в элементах привода. Кроме того, при проведении замеров вибрации с применением акселерометров на механизмах крана, обнаруживается дрейф сигнала, связанный с изменением положения осей акселерометров в пространстве. На рисунке 1 приведена акселерограмма, записанная на опоре тормоза механизма подъема порталного крана Альбатрос 10/20-32/16.

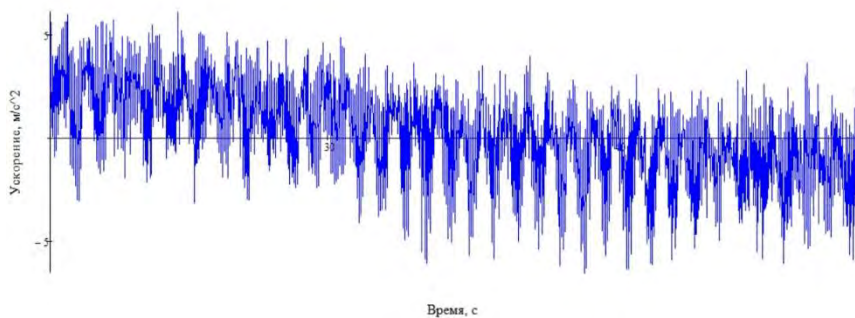


Рис. 1. Акселерограмма опоры тормоза механизма подъема порталного крана

Тормоз имеет дефект – дисбаланс барабана вследствие отсутствия одного из пальцев упругой втулочно-пальцевой муфты. Запись производилась при подъёме груза, поэтому положение машинного отделения в целом изменилось в процессе измерения, что проявилось на акселерограмме в виде заметного тренда. Такой тренд маскирует частоты колебаний, вызванных дефектом, что видно на спектре Фурье (см. рис. 2), затрудняя, тем самым, обнаружение и идентификацию дефекта.

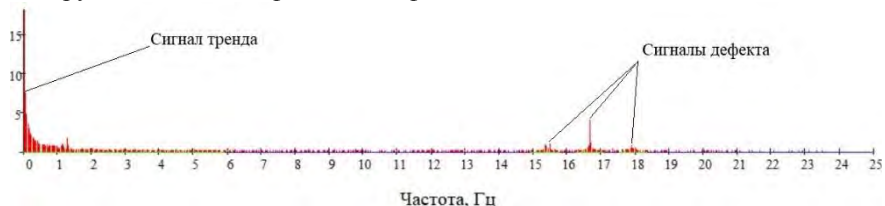


Рис. 2. Спектр Фурье сигнала, приведённого на рисунке 1

Процессы, приводящие к возникновению указанного тренда, в общем случае, являются нелинейными и нестационарными. Выявление и удаление тренда в этом случае требует применения специальных алгоритмов, среди которых одним из наиболее эффективных является метод эмпирической модовой декомпозиции (EMD) [4]. Метод представляет собой адаптивную итерационную вычислительную процедуру разложения исходных данных (непрерывных или дискретных сигналов) на эмпирические моды или внутренние колебания [5]. Результат применения EMD к акселерограмме, представленной на рис. 1 приведён на рис. 3.

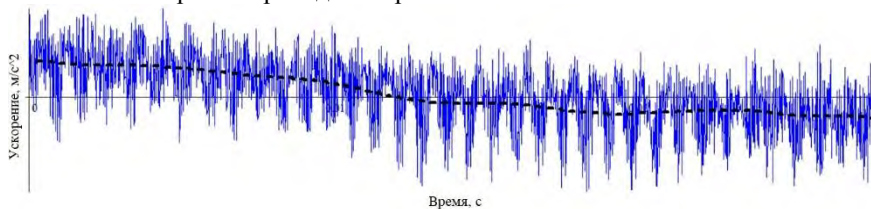


Рис. 3. Результат EMD акселерограммы опоры тормоза механизма подъёма портального крана

На рисунке сплошной линией изображён исходный сигнал, а пунктиром – тренд, полученный в результате разложения исходного сигнала на эмпирические моды. Спектр Фурье, полученный после удаления тренда из исходного сигнала приведён на рис. 4.

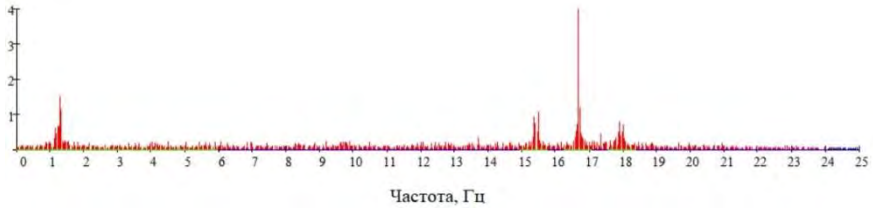


Рис. 4. Спектр Фурье сигнала, приведённого на рисунке 1 после удаления тренда

На рис. 4 пики, соответствующие частотам дефекта выражены чётко, что позволяет повысить надёжность выявления дефектов.

В настоящее время авторами проводятся экспериментальные исследования с целью получения характерных спектров бездефектных узлов, и узлов с наиболее часто встречающимися дефектами.

Список литературы

1. РД 10-112-4. Методические указания по проведению обследования порталных кранов с целью определению возможности их дальнейшей эксплуатации
2. Общество с ограниченной ответственностью Измерение. Виброакустический контроль [Электронный ресурс]: <http://izmerenie.pro/vibroakusticheskij-kontrol.html>
3. Baltech. Диагностика подшипников качения [Электронный ресурс]: <http://vibropoint.ru/diagnostika-podshipnikov-kachenia/>
4. Экспериментальная оценка вибрационных нагрузок на металлоконструкции кранов при их работе / отчёт по НИР. – Москва: ФБОУ ВПО «МГАВТ», 2014. № госрегистрации 114121550021
5. Давыдов Д.А., Давыдов А.В. Очистка геофизических данных от шумов с использованием преобразования Гильберта-Хуанга.// Электронное научное издание «Актуальные инновационные исследования: наука и практика», 2010, №1. <http://www.actualresearch.ru>

Перспективы использования портативных летательных аппаратов при техническом диагностировании грузоподъемных кранов

Московская государственная академия водного транспорта – филиал Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова»,
г. Москва, Россия

Согласно требованиям федерального закона «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» (116-ФЗ) [1] оценка соответствия оборудования, применяемого на опасных производственных объектах (далее – ОПО), требованиям промышленной безопасности, выполняется в форме экспертизы. Таким образом, грузоподъемные краны, установленные на ОПО, подлежат экспертизе промышленной безопасности (далее – ЭПБ) в случаях, оговоренных 116-ФЗ, а именно:

1. до начала применения на опасном производственном объекте;
2. по истечении срока службы или при превышении количества циклов нагрузки такого технического устройства, установленных его производителем.

Экспертиза промышленной безопасности должна, в общих случаях, включать в себя визуальный и измерительный контроль металлоконструкций и механизмов [2]. Для некоторых типов кранов такой контроль может быть затруднён вследствие их большой высоты (рис. 1). С указанной проблемой часто сталкиваются экспертные организации, проводящие обследования башенных и порталных кранов.

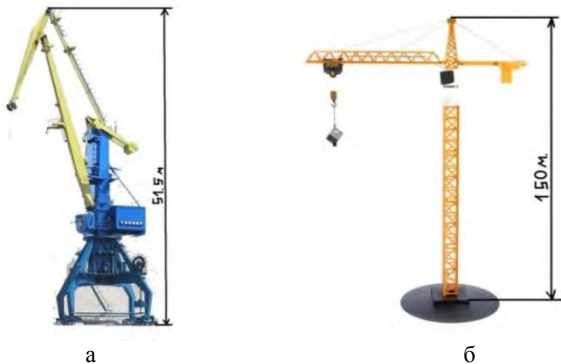


Рис. 1. Грузоподъемные краны большой высоты: а – порталный кран
б – башенный кран

В качестве решения этой проблемы рекомендуется применение «лестниц, площадок, подмостьев или подвесных люлек, с применением при необходимости луп с увеличением от 3х до 10х и монокуляров (биноклей) кратностью 4...5х при расстояниях от 3 до 6 м и кратностью 8х – свыше 6 м.» [3]. Качество осмотра, проведённого с поверхности Земли с применением монокуляров и биноклей, вызывает обоснованные сомнения, в особенности для элементов конструкции, расположенных на большой высоте. Одним из возможных путей повышения качества визуально-измерительного контроля представляется применение квадрокоптеров, оснащённых средствами фото- и видеофиксации.

Квадрокоптеры относятся к категории малых летательных аппаратов (далее – МЛА). В настоящее время одной из главных проблем при использовании МЛА является их регистрация. С 5 июля 2017 г. все ввезённые или произведенные на территории Российской Федерации беспилотные гражданские воздушные суда максимальной взлетной массой от 0,25 кг до 30 кг подлежат обязательному учету в порядке, установленном Правительством Российской Федерации. На момент написания настоящей статьи поступил на рассмотрение только один способ регистрации и отслеживания МЛА от компании ФГУП «ЗащитаИнфо Транс». Она придумала простой способ регистрации МЛА при помощи RFID-меток, которые крепятся на корпус и являются, по сути, транспондером, информацию с которого может получить оператор считывающего устройства. По задумке ФГУП "ЗащитаИнфо Транс" подать заявку на регистрацию МЛА можно через интернет [1]. На данный момент МЛА невозможно зарегистрировать, так как законом не оговорен порядок регистрации МЛА. Однако использование МЛА разрешается, если собственник той земли, над которой производится полет, даёт письменное согласие.

Другой важной проблемой является максимально разрешённая высота полёта в городе и за его пределами. Максимальная высота полёта при диагностировании кранов зависит от их типа и составляет:

1. для порталных кранов 51,5 м
2. для башенных кранов 150м

Согласно федеральным правилам [4] «В воздушном пространстве устанавливаются минимальные интервалы вертикального эшелона: до эшелона полёта 290-300 м», что подразумевает допустимость использования МЛА до этих высот. Однако, в настоящее время разрабатываются документы по регламентированию использования МЛА, где могут быть введены ограничения на допускаемую высоту их полёта.

Для успешного применения МЛА при диагностировании грузоподъёмных кранов необходимо решить ещё ряд технических проблем, главной из которых является разработка алгоритма выявления, идентификации и измерения дефектов по изображениям. На данный момент существует множество способов и программ для выполнения этой цели, но у большин-

ства некоммерческих версий погрешность при выдаче результата порядка составляет порядка 20-30%. Такая погрешность не допустима при диагностировании грузоподъемных кранов

В настоящий момент авторами сформулированы основные технические требования к МЛА, применяемым при диагностировании грузоподъемных кранов:

1. наличие стабилизации GPS;
2. трёхосевая система стабилизации камеры;
3. разрешение камеры не ниже 2К (3840x2160 точек);
4. функция слежения за объектом;
5. наличие датчика удара;
6. наличие возможности программного выставления расстояния до объекта.

По мнению авторов применение ПЛА позволит увеличить безопасность осмотров металлоконструкции и повысить качество получаемых данных при экспертизе.

Список литературы

6. Федеральный закон «О промышленной безопасности на опасных производственных объектах» от 21.07.1997 г. №116-ФЗ (ред. от 07.03.2017)

7. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» / утверждены приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 12 ноября 2013 г. № 533

8. СТО 318.02-2007 «Технические осмотры и дефектация металлоконструкций порталных кранов. Методические рекомендации по проведению» / стандарт организации / Ассоциация портов и судовладельцев речного транспорта (АПСРТ): М., СПб: 2007 г.

9. Федеральные правила использования воздушного пространства Российской Федерации / утверждены постановлением Правительства РФ от 11.03.2010 №138 (ред. от 13.06.2018)

Повышение долговечности ножей дорожной фрезы

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

Применительно к условиям высокоскоростного трения при фрезеровании грунтов различных категорий прочности показана возможность повышения долговечности ножей дорожной фрезы с шарнирно подвешенными лопатками методом наплавки (в 5-6 раз) и индукционной пайки твердых сплавов (в 13-18 раз).

Дорожные фрезы являются многофункциональными высокотехнологичными машинами, позволяющими выполнять целый ряд дорожных работ: вскрытие грунта над проложенными линиями связи или трубопроводами; выравнивание бетонных полов в крупных производственных помещениях; разрушение асфальтовых и бетонных дорожных покрытий при их ремонте; строительство дорог методом стабилизации грунтов и др. [1-7]. Особое значение приобретает использование дорожных фрез с возрастающими масштабами дорожного строительства на территории России.

Дорожные фрезы отличаются повышенными скоростями резания (8-14 м/с); их относят к группе машин с интенсивными рабочими режимами и, как следствие, быстрым изнашиванием режущих элементов (ножей, лопаток).

Целью работы является повышение долговечности ножей дорожной фрезы методами износостойкой наплавки и индукционной пайки твердых металлокерамических сплавов.

Для исследования выбраны следующие основные типы наплавочных материалов:

1. Наплавочные материалы, дающие наплавленный металл с аустенито-мартенситной основой и мелкими карбидами (электроды ВСН-6, ВСН-8, ВСН-8 по слою ВСН-6, ЦН-16 И-1; порошкообразные смеси Э-1, Э-2, Э-3).
2. Наплавочные материалы, образующие доэвтектические и эвтектические сплавы со структурой, состоящей из дендритов твердого раствора и эвтектики (порошкообразная смесь СКБ; комбинированная наплавка электродами (ВСН-6) + (ВСН-8) + (УОНИ-13/45); электроды И-2, И-3).
3. Наплавочные материалы, образующие при наплавке заэвтектические сплавы со структурой, состоящей из первичных карбидов, расположенных в ледебурите (электроды Т-620, КХБ – 45, Х-5; порошковая лента (ПЛ-У40Х38ГЗРТЮ).

Испытывали также два типа композиционных сплавов: релит-мельхиор и релит-сормайт. Из числа металлокерамических сплавов были выбраны марки ВК-15, ВК-8, ВК-6.

Исследования проводили на дорожной фрезе Д-530 с шарнирно подвешенными лопатками (рис. 1). Износ ножей (рис. 2) измеряли методом микрометрирования и слепков.

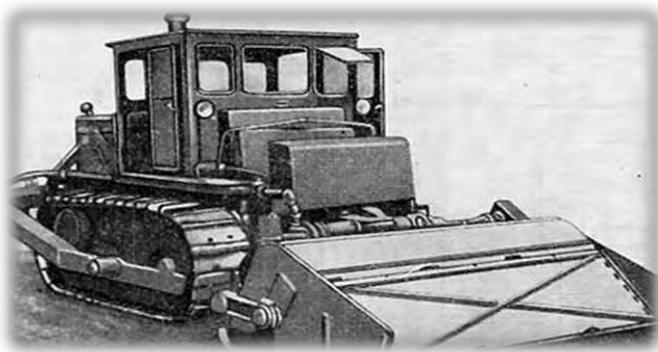


Рис. 1. Дорожная навесная фреза Д-53



Рис. 2. Ножи дорожной фрезы

Результаты испытаний представлены в таблице.

Таблица 1. Материалы, способы упрочнения и относительная износостойкость ножей дорожных фрез

Материал	Способ упрочнения	Показатели режима			Твердость (HRA) HRC	Износостойкость по отношению к эталонам	
		Ток, А	Род, полярность	Толщина слоя, мм		Сталь 45 (HRC) 35-40	ПЛ-У40Х38ГЗРТЮ
BK15	Пайка индукционная припоем Л-63	100	П	2,5	(86)	2,02	1,34
				5		20,1	13,4
				6		23,06	15,0
				7		23,06	15,3
				10		27,0	17,9
				12		50,3	33,3
ПЛ-У40Х38ГЗРТЮ ПЛ-У30Х30ГЗТЮ	Наплавка АЭД по слою флюса АН-60	900-1050	ПО	6-7	50-54	1,51	1,0
		0	ПО	6-7	45-50	1,27	0,91
СКБ Э-1	Наплавка АЭД по слою порошка под флюсом АН-348А	800-900	П	6-7	50-52	1,1	0,73
			П	6-7	43-47	1,04	0,69
ЦН-16	Наплавка ванно-дуговая	260-280	ПО	14-15	53-55	1,19	0,79
Т-620 КБХ-45 Х-45	Наплавка ручная электродуговая	250-270	ПО	6-7	52-55	1,44	0,95
		200-220	ПО	6-7	56-58	1,83	1,21
		260-280	ПО	6-7	60-62	2,36	1,56

Выводы:

1. По сравнению с наплавкой порошковой лентой серийного производства ПЛ-400Х38ГЗРТЮ более износостойкими оказались наплавки электродами марок КБХ-45 (в 1,21 раза) и Х-5 (в 1,56 раза). Остальные наплавленные металлы малоэффективны.

2. На основе микроструктурного анализа осуществлено экспериментально-аналитическое определение деформаций основного металла и твердого сплава.

3. Использование композитных сплавов для упрочнения ножей оказалось весьма результативным, обеспечив повышение износостойкости в 5-6 раз. Для условий работы ножей дорожных фрез предпочтительнее композитный сплав релит-марганцевый мельхиор, показывающий наряду с высокой износостойкостью, удовлетворительную стойкость против ударных нагрузок.

4. Существенное повышение износостойкости (в 13-18 раз) обеспечивается при армировании ножей пластинками ВК15 толщиной 5-12 мм. Установленная толщина металлокерамических пластинок обеспечивает остаточную объемную прочность и ударостойкость паянных ножей.

5. Оптимальной термической обработкой из числа испытанных способов для твердосплавного соединения сталь 45 – сплав ВК15 является нормализация и охлаждение в подогретом песке (80°C) от температуры нагрева до температуры индукционной пайки (900°C).

Список литературы

1. Баловнев В.И., Данилов Р. Г., Савельев А. Г. Машины для содержания и ремонта городских и автомобильных дорог. - 3-е изд., доп. и перераб. изд. - М.: Техполиграфцентр, 2013. - 332 с.

2. Бандаков Б.Ф. Дорожные фрезы. - М.: Машиностроение, 1971. - 136 с.

3. Густов Ю.И. Повышение износостойкости рабочих органов и сопряжений строительных машин: дис. ... д-р. тех. - М., 1994.

4. Густов Ю.И., Воронина И.В., Орехов А.А. Методология исследования трибомеханических показателей строительной техники // Механизация строительства. - 2011. - №№8. - С. 10-12.

5. Густов Д.Ю., Густов Ю.И., Воронина И.В. Критерии механических свойств конструкционных металлических материалов // Механизация строительства. - 2015. - №№ 11 (857). - С. 34-39.

6. Селиверстов Н.Д. Влияние режимов работы дорожных фрез и износа режущих элементов на профиль формируемой поверхности // Материалы Международной научно-технической конференции ИНТЕРСТРОЙМЕХ 2014. - Самара: Самарский государственный архитектурно-строительный университет, 2014. - С. 77-81.

7. Осипов С.П., Школьный А.Н., Бида К.Б., Мальков А.В. Оценка экономической эффективности своевременной замены резцов дорожных фрез // Механизация строительства. - 2014. - №9 (843). - С. 22-25.

8. Ракунов Ю.П., Абрамов В.В. Комплексная отделочно-упрочняющая обработка ответственных деталей машин сверхтвердыми

Ю.И. Густов, С.Ю. Слетов

Оценка КПД сопряжения КВШ – тяговый канат пассажирского лифта

Национальный исследовательский Московский государственный
строительный университет, г. Москва, Россия

Коэффициент полезного действия подвижного сопряжения КВШ – тя-
говый канат оценивается по гипсографической модели шероховатой по-
верхности трения ручьев шкива (рис. 1)[1].

Для расчетного определения КПД используется зависимость вида

$$\eta = 1 / (1 + 2fL_{\gamma} / t_{pp}), \quad (1)$$

где f – коэффициент трения скольжения, L_{γ} – длина гипсограммы опорной
линии, t_{pp} – относительная опорная линия при полусном сближении \mathcal{E}_p ,

Коэффициент трения скольжения вычисляется по формуле

$$f = (t_a - t_m) / (\mathcal{E}_m - \mathcal{E}_a), \quad (2)$$

где t_a, t_m – соответственно ординаты центра тяжести парциальных величин
микроизноса D_a и микрометалла D_m , $\mathcal{E}_m, \mathcal{E}_a$ – относительные сближения
на уровнях центров тяжести микрометалла и микроизноса соответственно.

Принимается также адекватная зависимость

$$f = D_m^{1/D_a}, \quad (3)$$

Длина гипсограммы L_{γ} может определяться инструментально (напри-
мер, курвиметром) или по формуле

$$L_{\gamma} = 1,4142(D_{\max}/D_{\min})^{D_a \cdot D_m}, \quad (4)$$

где D_{\max} и D_{\min} в зависимости от их значения: при $D_a > D_m$ $D_a = D_{\max}$,
 $D_m = D_{\min}$, и наоборот.

Величина t_{pp} определяется инструментально или по формуле

$$t_{pp} = 1 / (1 + 2\mathcal{E}_p) = 1 / (1 + 2D_a), \quad (5)$$

Исходные и расчетные величины представлены в таблице.

Таблица 1. Исходные и расчетные характеристики КВШ

Зона трения	t_a	t_m	ε_m	ε_a	f	L_γ	t_{pp}	η	η_γ	$\Delta, \%$
1	0,620	0,455	0,702	0,237	0,276	1,544	0,550	0,392	0,393	0,2
2	0,602	0,447	0,73	0,245	0,272	1,523	0,540	0,394	0,396	0,3
3	0,580	0,42	0,764	0,294	0,247	1,428	0,495	0,412	0,412	0,0

Поскольку численно $2f \approx t_{pp}$, то можно записать

$$\eta_\gamma = 1/(1+L_\gamma) \quad (6)$$

Расхождение между η и η_γ незначительное ($\Delta = 0 \dots 3\%$)

Но предпочтительней формула (6), вследствие ее простоты и достаточной точности.

Анализ полученных значений КПД показывает их численное соответствие величинам порядка 40% для условий сухого абразивного изнашивания твердых тел [2].

Используется также зависимость [3].

$$\eta = 0,282(D_m^{0,5} + D_m^{0,5}), \quad (7)$$

по которой получены значения $\eta_1 = 0,397$, $\eta_2 = 0,398$, $\eta_3 = 0,399$, мало отличающиеся от табличных.

Сопоставление КПД по рассмотренным зонам трения ручья показывает равенство значений, что представляется физически закономерным для конкретного ручья. Можно полагать, что для других ручьев значения КПД могут оказаться иными, но мало отличающимися от приведенных.

Полученные значения коэффициента трения скольжения позволяют оценить тяговую способность канатоведущего шкива (КВШ) по зависимости

$$K_{Tc} = e^{f\alpha}, \quad (8)$$

где α – угол обхвата, составляющий для лифтов грузоподъемностью 400 кг и скоростью движения кабины 1 м/с $110^\circ - 120^\circ$ (1,92-2,09 рад.). При полученных значениях $f = 0,276; 0,272; 0,247$ коэффициенты тяговой способности КВШ соответственно равны $K_{Tc} = 1,78; 1,768; 1,678$ при средней величине $K_{Tc} = 1,742$. Это значение меньше рекомендуемого минимального $K_{Tc} = 1,9$ и $K_{Tc} = 2,1$. Следовательно, при неизменном материале КВШ (чугун марки СЧ30) требуется увеличение угла обхвата. при $\alpha=150^\circ$ (2,617 радиан) получаем $K_{Tc} = 2,0$.

В этом случае коэффициент тяговой способности удовлетворяет условиям $1,9 < K_{Tc} = 2,0 < 2,1$.

Можно считать, что с увеличением тяговой способности в $2/1,742=1,148$ раз коэффициенты полезного действия в зонах 1,2 и 3 соответственно увеличатся до значений 0,451 (45,1%); 0,455 (45,5%); 0,473 (47,3%).

Список литературы

1. Густов Ю.И., Юшков А.А., Слётов С.Ю. Методика выбора материалов для трущихся деталей по твердости изношенных поверхностей // Механизация строительства, №11, 2016, с. 18-21.
2. Х.Чихос. Системный анализ в триботехнике // Москва «МИР», 1982. с.343
3. Густов Ю.И., Юшков А.А., Субботина Д.С. Приведенные радиусы парциальных величин и коэффициенты полезного действия трибосистемы строительной техники. // Механизация строительства, №9 2017, с. 44–48.

Ю.И. Густов, П.Е. Шишков

Исследование износа шарниров рабочего оборудования гидравлического экскаватора

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

Представлены результаты исследования и анализа износа шарнирно сочлененного рабочего оборудования гидравлических экскаваторов при различных видах работ и категорий грунта. Анализируются эксплуатационные значения износа шарниров пята-стрела, стрела-рукоять, рукоять – ковш при копании суглинка и глины, при погрузке песка и гравия. Ключевые слова: износ, шарниры, рабочее оборудование гидравлический экскаватор, грунт, пята, стрела, рукоять, ковш. Эффективность работы гидравлических экскаваторов в значительной степени зависит от технического состояния их рабочего оборудования. Оно обуславливается надежностью подвижных шарнирных сопряжений пята-стрела, стрела-рукоять, рукоять – ковш. Определяющим условием надежности функционирования этих сопряжений является высокая износостойкость шарнирных элементов пальцев и втулок.

Целью исследований является оценка степени и динамики износа указанных шарниров промышленного производства для повышения их износостойкости рационализации конструктивных материалов, упрочняющих технологий и совершенствования методов диагностики.

Износ шарнирных сочленений пята – стрела (П-С), стрела – рукоять (С-Р) и рукоять –ковш (РК) исследовали в процессе копания суглинка и глины погрузки песка и гравия гидравлическими экскаваторами типов ЭО-3322 и ЭО – 4121. Пальцы и втулки изготовлены серийно из термообработанных сталей 40Х и 45 соответственно твердостью 400 и 410 НВ. Методикой проведения натуральных испытаний предусматривали измерение износа

шарниров непосредственно на машине , а также в демонтированном состоянии . В первом случае измеряли интегральный зазор в сопряжении и таким образом , оценивали динамику износа шарнира по мере наработки . В демонтированном состоянии определяли характер распределения износа по рабочим поверхностям . [1,2]

Для измерения интегрального износа шарниров использовали индикатор часового типа снабженный сменной измерительной иглой кремнистой стали 60С2 диаметром 0,3...0,5 мм и длиной 20 мм . Величина отсчета индикатора равна 0,01 мм . Измерение износа проводили в нерабочем положении рабочего оборудования («положенный ковш»). При анализе процесса измерения наблюдается его трудоемкость и прослеживается необходимость выполнения данных операций менее трудоемким способом. Привлекает возможность концептуальной разработки системы, позволяющей производить операцию по измерению износа пары втулка - палец в автоматическом непрерывном режиме при рабочей нагрузке. [3] Эксплуатационные показатели представлены выборочно в табл.1 .

Таблица 1. Эксплуатационные показатели гидравлических экскаваторов

Тип (№) экскаватора	Категория грунта	Вид работы	Объем работы , м ³	Износ шарниров , * мм		
				П-С	С-Р	Р-К
ЭО-3322 (7745)	Суглинок(II) Глина (III)	Копание Копание	950	3,0	1,5	2,0
			980	3,15	1,6	2,1
			440	3,65	1,9	2,5
			870	4,0	2,0	2,9
			790	4,15	2,1	3,0
ЭО-3322 (8946)	Суглинок Суглинок Суглинок Глина Глина	Копание Копание Копание Копание Копание	920	2,08	1,54	2,54
			780	2,3	1,58	2,65
			1220	2,4	1,70	2,85
			1180	2,5	1,74	2,90
			990	2,54	1,78	3,0
ЭО-3322 (5213)	Песок(II) Песок(II) Песок(II) Гравий Гравий	Погрузка Погрузка Погрузка Погрузка Погрузка	1520	3,48	2,0	2,94
			1730	3,54	2,04	3,0
			1380	3,57	2,05	3,0
			620	3,58	2,05	3,07
			1180	3,65	2,08	3,28
ЭО-4121 (4024)	Суглинок Суглинок Гравий Гравий Гравий	Копание Копание Погрузка Погрузка Погрузка	1160	5,0	2,6	3,5
			1520	5,1	2,8	3,55
			2120	3,5	1,85	2,4
			2570	3,75	1,95	2,5
			2240	5,95	3,2	4,1
	Гравий	Погрузка	2110	6,0	3,25	4,25

*«П»-пята , «С»-стрела, «Р»-рукоять , «К»-ковш.

Зависимость износа шарниров экскаватора ЭО-3322(№7745) при смешанном копании суглинистого и глинистого грунтов от выработки характеризуются двумя участками, которые приблизительно можно считать

линейными. Начальный участок соответствует выработке до 5000 м^3 в основном суглинка, второй участок – глинистого грунта.

Темп износа шарнира пята – стрела при копании суглинка составляет $0,28 \cdot 10^{-3}$, при копании глины $0,8 \cdot 10^{-4} \text{ мм/м}^3$. Темп износа шарнира стрела-рукоять при копании суглинка $0,3 \cdot 10^{-3}$, при копании глины $0,11 \cdot 10^{-3} \text{ мм/м}^3$. Соответственно темп износа рукоять-ковш составляет $0,24 \cdot 10^{-3}$, $0,4 \cdot 10^{-4} \text{ мм/м}^3$. Видно, что шарниры пята-стрела и стрела – рукоять изнашиваются практически с одинаковым темпом. Меньшую степень изнашивания имеет шарнир рукоять-ковш.

Для всех шарнирных сочленений темп износа при копании суглинка оказался выше, чем при копании глины. Это можно объяснить тем, что при копании суглинков вероятность попадания песчаных и пылевых абразивных частиц неблагоприятной формы и размеров в зону трения выше, чем при копании глины.

Динамика изнашивания шарниров экскаватора ЭО-3322 (№8946) при смешанном режиме копания суглинистого и глинистого грунтов характеризуется ломаными линиями с практически линейными составляющими. В этом случае темп износа достигает для шарнира пята-стрела $7,35 \cdot 10^{-6}$, стрела – рукоять $11,35 \cdot 10^{-6}$, рукоять – ковш $9,9 \cdot 10^{-6} \text{ мм/м}^3$.

Износ шарниров экскаватора ЭО-3322 (№5213) в режиме погрузки песка и гравия характеризуется практически линейной связью износа и выработки, это объясняется неизменным видом работы и слабым влиянием грузимых материалов; темп износа шарнирных сопряжений составляет: для шарниров пята – стрела $3,74 \cdot 10^{-5}$, стрела – рукоять $2,9 \cdot 10^{-5}$, рукоять – ковш $6,2 \cdot 10^{-5} \text{ мм/м}^3$.

Динамика изнашивания шарнирных сочленений экскаватора ЭО-4121 при смешанном режиме копания суглинка и погрузки гравия характеризуется линейной зависимостью с темпом износа для шарниров пята – стрела $1 \cdot 10^{-4}$, стрела – рукоять $0,58 \cdot 10^{-4}$, рукоять – ковш $0,7 \cdot 10^{-4} \text{ мм/м}^3$.

Сравнение темпов износа показывает, что наиболее изнашиваемым сочленением экскаватора ЭО-3322 при однородном и смешанном копании является шарнир стрела-рукоять, при погрузке – шарнир рукоять – ковш. Наиболее изнашиваемым сочленением экскаватора ЭО-4121 оказался шарнир пята – стрела. Шарниры стрела – рукоять и рукоять – ковш показали одинаковую износостойкость.

Наряду с темпом износа, оценивали скорость изнашивания шарниров. Так в зависимости от вида работы и характера грунта скорость изнашивания шарнирных сопряжений экскаватора ЭО-3322 характеризуется значениями, приведенными в Таблице 2.

Таблица 2. Скорость изнашивания (мкм/ч) шарниров экскаватора ЭО-3322

Сопряжение	Копание суглинка	Копание глины	Копание суглинка и погрузка гравия
пята – стрела	28	8	10
стрела – рукоять	30	11	5,8
рукоять –ковш	24	4	7

Полученные результаты позволяют моделировать изнашивание экспериментальных образцов по конкретным фактическим скоростям изнашивания и переходить к другим условиям на основании коэффициентов перехода .

На основании полученных эксплуатационных и экспериментально расчетных показателей можно сформировать следующие основные выводы:

1. При выполнении определенного вида работ и постоянстве категории грунта зависимость износа от выработки можно полагать линейной .

2. Наибольшая скорость изнашивания и темп износа характерны для всех исследованных шарниров при копании суглинка . В этом случае большему износу подвержен шарнир стропа-рукоять .

3. Полученные результаты исследования позволяют перейти от трудоемких и длительных эксплуатационных испытаний износа шарниров к их моделированию посредством установленных темпов и скоростей изнашивания.

4. Установленные характеристики износа шарниров свидетельствуют о необходимости повышения их износостойкости путем рационализации конструкционных материалов и упрочняющих технологий.

5. Разработка системы непрерывного мониторинга износа узлов пальцев – втулка позволит получать как параметризованные данные о состоянии узла, так в последствии и экономический эффект при организации работ непрерывного цикла например при работе в карьере с комплексной системой дистанционного мониторинга. В этом случае становится возможным оценка состояния узлов и, как следствие, снижение риска внеплановых остановок для технического обслуживания и ремонтов.

Список литературы

1. Густов Д.Ю. , Шишков П.Е. Влияние вида работ гидравлического экскаватора на износ шарниров рабочего оборудования. // Механизация строительства 2017 ,№ 12 с. 23

2. Густов Ю.И., Триботехника строительных машин и оборудования. // МГСУ, Москва 2011 ,

3. Густов Ю.И., Шишков П.Е. Оптико-волоконные датчики в системах дистанционного мониторинга и контроля за подъемно-транспортным

оборудованием и строительными - дорожными машинами с учетом перспектив их развития. // Москва , МАДИ 2018.

Ю.И. Густов, А.А. Юшков

Повышение долговечности дробящих плит щековой дробилки способами износостойкой наплавки

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

Процессы дробления и измельчения различного минерального сырья и горных пород широко используются во многих отраслях народного хозяйства. С этой целью применяются щековые дробилки, отличаются простой конструкции и сервисного обслуживания, невысокой стоимостью эксплуатации и использования практически в любых погодных условиях.

Существенным недостатком щековых дробилок является невысокая долговечность дробящих плит вследствие их интенсивного изнашивания. Замена изношенных плит новыми – трудоемкий и дорогостоящий процесс, снижающий технико-экономическую эффективность использования дробилок.

Цель работы – повышение долговечности дробящих плит посредством наплавки рабочих поверхностей износостойкими сплавами.

Для обеспечения высокой производительности наплавки принята автоматическая электродуговая наплавка порошковой лентой ПЛ-400Х38-ГЗРТЮ на автомате АДС-1000-2. Посредством ее наносились продольно-полосовые валики на входной и выходной рабочих зонах плит, при этом валики подвижной плиты при работе входят между валиками неподвижной плиты. Такое расположение валиков позволяет реализовать разрушение кусков породы путем их излома с последующим истиранием.

В серединной зоне плит валики наплавлялись по шевронной схеме ручным электродуговым способом покрытыми электродами марки КБХ-45. Такая схема наплавки обеспечивает «теневой эффект»: защиту поверхности плит измельченными частицами породы.

Основным металлом плит, взамен дорогостоящей и плохо наплавляемой стали 110Г13Л, принята сталь марки 35Л после нормализации и отпуска. Показатели механических свойств стали приведены в табл. 1 [1].

Таблица 1. Механические свойства стали 35Л

$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_b , МПа	$\delta_{0,5}$, %	ψ , %	КСУ, Дж/см ²	НВ, МПа	σ_{-1} , МПа
280	500	15	25	35	1340-1630	216

Режимы наплавки порошковой ленты ПЛ-400Х38ГЗРТЮ и свойства наплавленного металла даны в табл. 2.

Схемы наплавки плит представлены на рис. 1.

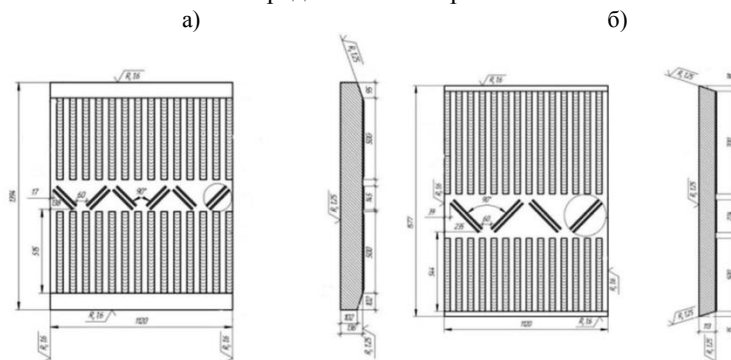


Рис. 1. Схемы наплавки неподвижной (а) и подвижной (б) плит

Таблица 2. Режимы наплавки ПЛ-400Х38ГЗРТЮ и свойства наплавленного металла

Ток, А	Род тока, полярность	Толщина слоя, мм	Твердость, HRC	Микротвердость, H_v , МПа
900-1050	Постоянный обратная	6-7	50-54	9000-11000

Показатели свойств наплавки электродами КБХ-45: твердость HRC 56-58, микротвердость основы $H_0 = 9960$ МПа и упрочняющей фазы $H_y = 14900$ МПа.

Сравнительные испытания проводили при дроблении гранито-диоритной смеси. В качестве эталона служила наплавка электродами марки ОМГ-Н микротвердость $H_0 = 5000-6200$ МПа.

Установлено: в условиях дробления гранито-диоритной смеси дробящие плиты, наплавленные порошковой лентой ПЛ-400х38ГЗРТЮ и покрытыми электродами марки КБХ-45, показали повышение износостойкости и долговечности в 1,4 - 1,7 раза больше плит, наплавленных покрытыми электродами марки ОМГ-Н.

Результаты работы приняты для промышленного внедрения в ООО «Коломенский щебеночный карьер».

Экономический эффект составляет около 140 тыс. руб. за полгода эксплуатации.

Список литературы

1. Сорокин В.Г., Волосникова А.В., Вяткин С.А. и др. Марочник сталей и сплавов. М.: Машиностроение. 1989. 567 с.

С.В. Дьяконов, А.М. Замолотчиков

Организация процессов перегрузки с судна на судно на акватории

Московская государственная академия водного транспорта – филиал Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова»,
г. Москва, Россия

Важнейшей задачей будущего является снижение транспортных расходов на перевозку грузов. С точки зрения минимальных затрат на транспортировку, перегрузки и складирование, а также с учетом роста производственных мощностей перерабатывающей промышленности выгодно использовать большие суда. Но зачастую осадка больших судов не позволяет осуществлять перегрузку у причала. В таком случае применяют технологию перегрузки груза с судна на судно в акватории. Она также минимизирует портовых сборы для обоих судов.

Оказание услуг по организации перегрузки грузов с судна на судно в морских портах осуществляется при условии обеспечения оператором соблюдения требований безопасности, установленных законодательством Российской Федерации о торговом мореплавании, настоящими Правилами [1], обязательными постановлениями по морскому порту и распоряжениями капитана морского порта, принимаемыми в пределах его компетенции.

Оказание оператором услуг по организации перегрузки грузов с судна на судно осуществляется в местах (районах), установленных обязательными постановлениями, в морском порту.

Для предоставления услуг по организации перегрузки грузов с судна на судно оператор представляет на согласование капитану морского порта соответствующую технологическую схему [2], которая для обеспечения безопасности судоходства и экологической безопасности утверждается оператором после согласования с капитаном морского порта.

Рейды речных портов располагаются на акватории порта [3]. Рейды предназначаются для формирования и расформирования судовых составов, выполнения работ на плаву, маневрирования и отстоя флота. В зависимости от рода грузов, перевозимых в судах, должны быть организованы рейды прибытия и отправления, которые следует размещать: для сухогрузных судов с неогнеопасными грузами — ближе к грузовым причалам порта (по сравнению с другими рейдами), для сухогрузных судов с легковоспламеняющимися и огнеопасными грузами — отдельно и ниже по течению других сухогрузных рейдов; для нефтеналивных судов — отдельно и ниже по течению всех других рейдов.

Безопасность технологического комплекса речного порта[4] обеспечивается безопасностью совокупности входящих в него объектов, выполнением требований ГОСТ Р 55441[5] по их безопасной эксплуатации, а также безопасностью объектов инфраструктуры технологического комплекса речного порта. Объекты технологического комплекса речного порта должны соответствовать требованиям настоящего стандарта и размещаться на территории и акватории речного порта таким образом, чтобы исключить их взаимное негативное влияние. Объекты технологического комплекса речного порта и их элементы должны отвечать требованиям безопасности в течение всего срока эксплуатации (службы) при выполнении персоналом эксплуатанта объекта требований, установленных в эксплуатационной документации.

Рассмотрев организацию процессов перегрузки с судна на судно на акватории можно прийти к выводу о нехватке соответствующих требований, предъявляемых к процессам. Актуальность применения технологии перегрузки груза с судна на судно в акватории обусловлена минимизацией портовых сборов для обоих судов. Технологии позволяют осуществлять перегрузку судов с большей осадкой без дорогостоящих дноуглубительных работ. Недостатками технологии является загрязнение окружающей среды, что говорит о необходимости совершенствования технологии перегрузки.

Список литературы

1. Федеральный закон от 08.11.2007 N 261-ФЗ (ред. от 29.12.2017) "О морских портах в Российской Федерации и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации" (с изм. и доп., вступ. в силу с 01.02.2018)[1]
2. РД 31.40.22-93. Правила разработки рабочей технологической документации на погрузочно-разгрузочные работы в морских портах Российской Федерации[2]
3. ГОСТ Р 57113-2016 Внутренний водный транспорт.[3]

4. ГОСТ Р 55560-2013 Внутренний водный транспорт. Комплексы перегрузочные и терминалы пассажирские речных портов. Требования безопасности. Общие положения [4]
5. ГОСТ Р 55441-2013 Внутренний водный транспорт [5]

С.В. Дьяконов, А.М. Замолотчиков

Исследование процессов перегрузки груза с судна на судно на акватории

Московская государственная академия водного транспорта – филиал
Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования «Государственный университет морского и речного
флота имени адмирала С.О. Макарова»,
г. Москва, Россия

Важнейшей задачей будущего является снижение транспортных расходов на перевозку массовых грузов. С точки зрения минимальных затрат на транспортировку, перегрузки и складирование, а также с учетом дальнейшего роста производственных мощностей перерабатывающей промышленности выгодно использовать большие суда. Но зачастую осадка больших судов не позволяет осуществлять перегрузку у причала. В таком случае применяют технологию перегрузки груза с судна на судно в акватории. Она также существенно снижает фрахт как для морских судов, так и для речных, а именно минимизирует портовых сборы для обоих судов, что говорит об актуальности темы данного исследования.

Оказание услуг по организации перегрузки грузов с судна на судно в морских портах осуществляется при условии обеспечения оператором соблюдения требований безопасности, установленных законодательством Российской Федерации о торговом мореплавании, настоящими Правилами [1], обязательными постановлениями по морскому порту и распоряжениями капитана морского порта, принимаемыми в пределах его компетенции. Оказание оператором услуг по организации перегрузки грузов с судна на судно осуществляется в местах (районах), установленных обязательными постановлениями, в морском порту.

Для предоставления услуг по организации перегрузки грузов с судна на судно оператор представляет на согласование капитану морского порта соответствующую технологическую схему [2], которая для обеспечения безопасности судоходства и экологической безопасности утверждается оператором после согласования с капитаном морского порта.

Рейды речных портов располагают вне границ акватории береговых причалов порта и транзитного судового хода [3]. Рейды предназначаются

для формирования и расформирования судовых составов, выполнения работ на плаву, маневрирования и отстоя флота. В зависимости от рода грузов, перевозимых в судах, должны быть организованы рейды прибытия и отправления, которые следует размещать: для сухогрузных судов с неогнеопасными грузами — ближе к грузовым причалам порта (по сравнению с другими рейдами), для сухогрузных судов с легковоспламеняющимися и огнеопасными грузами — отдельно и ниже по течению других сухогрузных рейдов; для нефтеналивных судов — отдельно и ниже по течению всех других рейдов.

Расстояние между поперечными рядами судов должно быть, не менее:

- 50 м — для сухогрузных судов;
- 70 м — для нефтеналивных судов;

На участках водных путей с озерными условиями плавания расстояние между судами первой линии и границей проектных глубин со стороны берега, если стоянка осуществляется на якорях (швартовых бочках) или у обоих бортов понтонов, а также между крайними судами и кромкой транзитного судового хода, должно быть не менее трех ширин расчетного судна (состава). Расстояние между рейдами для нефтеналивных судов и другими рейдами должно быть не менее 300 м, а между рейдами судов с огнеопасными сухогрузами и другими рейдами (кроме рейдов для нефтеналивных судов) — не менее 150 м.

Расстояние от рейдов до нефтеналивных причалов должно быть не менее 1000 м при расположении причалов ниже по течению и не менее 5000 м при расположении причалов выше по течению.

В речном порту в зависимости от рода грузов, перевозимых в судах, должны быть отдельно организованы рейды:

а) для сухогрузных судов с грузами класса 4.1 по классификации Европейского соглашения о международной перевозке опасных грузов по внутренним водным путям [4] (легковоспламеняющиеся твердые вещества) и огнеопасными грузами;

б) для нефтеналивных судов.

Проблема перегрузки судов на акватории из-за погодных условий существенно усложняет организацию и планирование работы водного транспорта. Для обоснования технологического решения необходимо рассматривать инновационные технико-технологические решения.

Список литературы

1. Федеральный закон от 08.11.2007 N 261-ФЗ (ред. от 29.12.2017) "О морских портах в Российской Федерации и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации" (с изм. и доп., вступ. в силу с 01.02.2018)

2. РД 31.40.22-93. Правила разработки рабочей технологической документации на погрузочно-разгрузочные работы в морских портах Российской Федерации
3. ГОСТ Р 57113—2016
4. СП 38.13330.2012 Свод правил. Нагрузки и воздействий на гидротехнические сооружения (волновые, ледовые и от судов). Актуализированная редакция СНиП 2.06.04—82

Д.Д. Емяшева, А.М. Замолотчиков

Особенности работы крытых перегрузочных комплексов

Московская государственная академия водного транспорта – филиал Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова»,
г. Москва, Россия

Для возникновения данного инновационного решения необходимо совершенствовать существующие и разрабатывать новые методы эффективной обработки судов в любое время года и в любые погодные условия, с целью обеспечения эффективности развития речных портов в рыночных условиях. Так как по данным федерального агентства морского и речного флота, в среднем за год можно ожидать потерь 20% рабочего времени в портах из-за воздействий ветра, волны и осадков. [1]

Для некоторых видов груза (минеральные удобрения, зерно, цемент, холоднокатанная сталь и др.) в балтийских портах РФ риск потерь качества груза из-за влияния осадков становится существенным фактором снижения конкурентоспособности портового оператора. Для решения данных проблем уже было придумано технологическое решение и на сегодняшний день крытые перегрузочные терминалы широко используются в городах с неблагоприятными погодными условиями в странах Европы и Америки.



Рис. 1. Вид изнутри терминал Waterland, Амстердам

Перевалка груза в крытом перегрузочном комплексе происходит в помещении, груз обрабатывается в контролируемой среде, благодаря этому грузоотправители и судовладельцы могут планировать дату обработку груза, не зависимо от погодных условий. Крытые причалы сокращают простои при погрузке/выгрузке грузов. Это позволяет быстрее обрабатывать суда дальнего плавания, и оставлять груз для временного хранения на причале. На крытых причалах в любое время могут обрабатываться ценные, неупакованные грузы, а также грузы, требующие защиты от осадков. Точная обработка и контроль гарантируют нулевой ущерб, и для груза потребуется меньше упаковочного материала. Цель крытого перегрузочного комплекса заключается в том, чтобы информировать рынок логистики о возможностях и о многих преимуществах, которые вне зависимости от прогнозов погоды может предложить существующим и потенциальным клиентам.

Рассмотрим работу крытого перегрузочного комплекса на примере терминала Антверпен. Терминал типа эллинг принимает суда до 9500 т дедвейта, рядом встает баржа или речной сухогруз. Основной кран грузоподъемностью 50 т имеет вылет 45-27 м над водой и 18 м над причалом, другие имеют грузоподъемность 36 т. Общая стоимость терминала составляет 45 млн евро, он разместился на территории 300 тыс. м². Терминал специализируется на перевалке стальных изделий, цветных металлов и т.п.[2]



Рис. 2. Вид на всепогодный терминал ASI, Антверпен

Проблема простаивания судов в портах из-за погодных условий существенно усложняет организацию и планирование работы водного транспорта. Для обоснования технологического решения связанного с переработкой грузов, боящихся атмосферного воздействия, а также расположение терминалов в районах с неблагоприятными погодными условиями, необходимо при проектировании кроме стандартных рассматривать также инновационные технико-технологические решения.

Список литературы

1. Руководство по технологическому проектированию морских портов (РД 31.3.01.01-93, приложение 23)
2. Сайт всепогодных терминалов в Европе
<http://allweatherterminals.com> [Электронный ресурс]

Сравнительный анализ использования порталных и мобильных кранов в речных портах

Московская государственная академия водного транспорта – филиал Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова»,
г. Москва, Россия

На сегодняшний день главной оценкой при выборе кранового оборудования является: универсальность кранов, то есть способность крана работать с разными видами груза, как на фронте так и в тылу порта; технологичность, или амплитуда рабочих движений крана с номинальным грузом и скоростями, достаточная для эффективной обработки судов, железнодорожных составов, автомобилей или склада; мобильность, или способность крана оперативно перемещаться между грузовыми фронтами (причальным, железнодорожным, автомобильным) и складскими рабочими зонами; требования к прочности основанию и качеству покрытия; воздействие на окружающую среду; стоимость крана; эксплуатационные затраты.

Проводя анализ можно сказать то, что в речных портах в основном работают порталные краны, на рельсовом ходу, они универсальны, технологичны на причальном и тыловом грузовых фронтах, в зонах складирования, наличие портала у крана позволяет ему работать в стесненных условиях, т.к. портал дает возможность движения всех видов колесных транспортных средств, используемых в технологии грузовых портовых работ. Существенным недостатком порталных кранов является их привязка к подкрановым путям и, соответственно, возможность перемещаться только в пределах одного причала. Такая подвижность не позволяет при необходимости маневрировать кранами, что приводит к низкому коэффициенту их использования. Около двадцати лет назад в портах России появились мобильные перегрузочные краны. Они обладают теми же характеристиками что и порталные краны, могут перемещаются по подкрановым рельсам, но в основном имеют колесный или гусеничный ход соответственно имеют высокую подвижность. Мобильные краны не «привязаны» к причалу, как порталные краны, и при необходимости в короткий срок могут быть задействованы на различных причалах на кордоне и в тылу порта.

К сожалению, не все мобильные краны могут использоваться на причалах речных портов с учетом нагрузок на причал, а в некоторых случаях совершенно нет необходимости замены порталных кранов на мобильные. Рассматривая работу различных видов мобильных кранов, хотелось бы

выделить, пневмоколесные портовые краны которые обладают высокой технологичностью, т. е. грузоподъемностью, вылетами стрелы, скоростями для обработки практически любых сухогрузных судов на портовых терминалах. Недостатком пневмоколесных кранов является то, что нужен анализ по каждому порту, так как линейка кранов имеют различные нагрузки на причальные сооружения и портовые покрытия в некоторых случаях значительно превышающие отечественные нормативы. Сегодня в речных портах все больше используются краны – гидравлические манипуляторы на самоходном шасси. Основными производителями являются – MANTSINEN (Финляндия), FUCHS и SENNEBOGEN (Германия), HITACHI (Япония). Краны-манипуляторы конструктивно состоят из поворотной части, установленной на шасси (выполненное в виде платформ различной высоты или в виде портала), снабженного колесным или гусеничным механизмом передвижения. Манипулятор крана состоит из шарнирно-сочлененной стрелы и рукояти с гидроприводами, при этом окончание рукояти оснащается различными ГЗП. Такой тип стрелы, а точнее двухзвенного манипулятора позволяет: производить точное нацеливание грузозахватного органа на груз или место выгрузки, исключить раскачивание груза, эксплуатировать кран практически при любых погодных условиях, создавать вертикальное и горизонтальное давление на груз, что является важным преимуществом.

Краткие выводы: развитие портовых грузоподъемных кранов идет в направлении повышения их подвижности, что ведет к повышению коэффициента использования кранов, уменьшению их числа, необходимого для выполнения заданного объема работ, и снижению затрат на грузовые работы за счет уменьшения общей величины амортизации. Продолжается поддержание тесного взаимодействия грузоподъемных кранов с другими транспортными средствами, участвующими в технологии грузовых работ. В предшествующих конструкциях заимствуется лучшее и переносится в новые конструкции. И все-таки порталный кран по-прежнему остается основной рабочей силой в российских портах, потому что не все компании смогли за последнее десятилетие заменить старые краны на более современные новые, приобрести новую вспомогательную технику, коренным образом изменить технологические схемы перевалки грузов, на мой взгляд главной причиной является недостаток собственных оборотных средств на дорогостоящее оборудование, отсутствия в стране адекватной системы кредитования, а также недостатка льгот и преференций речным портам со стороны государства.

Анализ условий эффективного функционирования перегрузочных комплексов по перегрузке крахмала и крахмалопродуктов

Московская государственная академия водного транспорта – филиал Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова»,
г. Москва, Россия

В настоящее время система перегрузочных комплексов России играет важную роль в формировании транспортно – перегрузочной системы страны и способствует развитию экономики страны, а также усовершенствованию механизмов перегрузочных комплексов.

Перевозка крахмала и крахмалопродуктов на сегодняшний день происходит в основном по железнодорожному транспорту. Среди большого разнообразия существующей транспортной тары для перевозки и хранения крахмала и крахмалопродуктов особое место занимают мешки и биг-бэги. Крахмал не допускает совместное размещение с грузами, испаряющими влагу и издающими запахи. Независимо от характера упаковки груз имеет кондиционную влажность 20% для картофельного крахмала, 13% — для кукурузного. Температура хранения +10°C. Рекомендуемая относительная влажность воздуха не выше 75%. Рассмотрим каждую тару по отдельности.

Для упаковки крахмала, в основном используют мешки. Широко распространены мешки бумажные (как правило, многослойные), джутовые (с полиэтиленовой внутренней упаковкой и без нее) и из синтетически материалов (чаще всего полиэтиленовые). Масса бумажных мешков от 30 до 80 кг, длина 700–950 мм, ширина 350–500 и высота (толщина) 100–200 мм. Джутовые мешки без дополнительной внутренней упаковки наиболее широко распространены, их используют для продовольственных и многих других грузов. Масса таких мешков от 50 до 110 кг, длина 900–1050 мм, ширина 450–650, высота 180–300 мм. В среднем стоимость 25кг бумажного мешка составляет 20 рублей, а джутового 50 кг стоит 170 рублей. В качестве пакетобразующего средства для мешков при пакетной перегрузке и хранении в условиях поштучной перевозки наиболее эффективны и широко применяют плоские и гребенчатые поддоны с размерами в плане 1200X1600 и 1200X1800 мм. Хранение мешков допускается только в крытых складах, что существенно влияет на использования площадей склада. [3]

Принципиально технологический процесс перегрузки в портах мешковых грузов, которые привозят и отправляют поштучно» представляет собой формирование пакетов в грузовом помещении транспортного средства, доставившего груз, пакетную перегрузку и хранение, затем расформирование пакета при укладке на транспортное средство, отправляющее мешки.

Таким образом, главной проблемой технологии перегрузки мешковых грузов является отсутствие реальных приемлемых путей комплексной механизации и интенсификации вагонной операции для прибывших по железной дороге грузов и судовой операции — для прибывших морем в связи с этим основная перспектива развития технологии перевозки и перегрузки мешковых грузов заключается в их полной пакетизации и контейнеризации с доставкой в укрупненном виде по схеме «от двери до двери», т.е. в ликвидации мешков как рода груза на транспорте. Крупные перевалочные базы, которыми являются морские и речные порты, не должны иметь дело с мешками в поштучном виде — в этом заключается реальный и наиболее эффективный путь решения проблемы. Более доступной является пакетизация мешковых грузов с помощью строп - лент и полиэтиленовой пленки, но крахмал и крахмалопродукты не допускают использования термоусадочной пленки для мешков, так как тогда груз не сможет получать доступ к воздуху, что приведет к порче.

При оценке перевозки на перегрузочных комплексах более эффективно использовать мягкие контейнеры – биг-бэги. Стоимость биг-бэга, грузоподъемностью около 2 тонн в среднем составляет 600 руб. В МК удобно не только перевозить, но и хранить продукцию продолжительное время. При этом обеспечивается защита окружающей среды от загрязнений, сохраняется качество продукции, сводятся к нулю ее потери. Отличие от мешочных грузов состоит в том, что мешочные требуют крытого хранения, а хранение биг-бэга возможно на открытом воздухе, без потери или порчи груза под влиянием атмосферных воздействий. Температура эксплуатации этой тары – от –40 до +80 °С. К тому же биг-бэг возможно рециклировать, что способствует меньшему загрязнению окружающей среды. [1]

Основными получателями крахмала являются предприятия бумажной сферы и кондитерская промышленность. География регионов-получателей крахмала совпадает с расположением предприятий-покупателей.

Более 80% потребления крахмала, отправленного по железной дороге за исследуемый период, сконцентрировано в 10 регионах. Более трети поставок приходится на Республику Коми, где расположены производственные мощности целлюлозно-бумажного комбината «Монди Сыктывкарский ЛПК» [2]. Как правило, большинство импортных поставок в Россию происходит непосредственно в мешках, что существенно увеличивает время обработки груза. По сравнению с крахмалом в биг-бэгах использование, например, крахмала в мешкотаре менее технологично. Требуется кропотливое открытие и растаривание каждого мешка вручную, что связано с по-

терями и возможными проблемами с качеством сырья из-за риска посторонних включений. Поэтому необходимо рассмотреть внедрение биг-бэгов для отгрузки груза. Фасовочная линия позволяет автоматически фасовать крахмал в биг-бэги весом от 0,5 до 2 тонн. В процессе фасовки осуществляется утряска крахмала, это позволяет формировать биг-бэг идеально ровной формы без риска перекоса в процессе дальнейшей транспортировки и хранения. Каждый биг-бэг устанавливается на евро-поддон, что технологично при погрузочно-разгрузочных работах. Маркировка продукции осуществляется пак-листом, вкладываемым в специальный влагозащищенный прозрачный карман, вшитый в сам биг-бэг. Стоимость необходимого оборудования не высока и очень эффективна.

Таким образом использование биг-бэгов для перевозки хранения крахмала и крахмалопродуктов существенно возможно уменьшить затраты на транспортировку, время на работу с грузом, улучшить механизацию и интенсификацию вагонной и судовой операций.

Список литературы

1. Замолотчиков, А. М. Технология работы с мягкими контейнерами [Электронный ресурс] : уч. пособие / А. М. Замолотчиков. - М. : МГАВТ, 2005 - 28 с.;
2. Журнал Агробизнес. – 2018. – №1.
3. Котов М.Ф. Планирование, организация и технология портовых перегрузочных работ. М.: Транспорт, 1976. 256 с.

А.М. Замолотчиков, А.В. Федяшов

Исследование структуры комплексов технического обслуживания и ремонта малых судов яхтенных портов

Московская государственная академия водного транспорта – филиал Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова»,
г. Москва, Россия

Маломерные суда имеют чрезвычайно широкий спектр конструктивно-технологического исполнения, различную трудоемкость технических обслуживании и ремонтов.

Данные факторы свидетельствуют о необходимости выполнения в яхтенных портах, обширного перечня работ по техническому обслуживанию и ремонту, а именно:

- ✓ техническое обслуживание любой сложности;
- ✓ ремонт корпусов (замена наружной обшивки и набора, усиление конструкций, ремонт или замена леерного ограждения, трапов, площадок, крышек, люков, такелажа, мачт и т.д.);
- ✓ ремонт палубных механизмов;
- ✓ очистка, покраска и полировка корпусов;
- ✓ замена и текущий ремонт главных двигателей;
- ✓ ремонт и замена подвесных двигателей;
- ✓ работы по установке двигателей;
- ✓ диагностика и наладка двигателей;
- ✓ замена и ремонт топливной аппаратуры, турбокомпрессоров;
- ✓ замена масла и фильтров;
- ✓ замена и ремонт электрооборудования, основных и аварийных источников питания,
- ✓ распределительных устройств, электроприводов, приборов контроля и управления, коммуникаций и сети, освещения;
- ✓ замена и ремонт швартового и якорного оборудования;
- ✓ ремонт и замена отопительных и нагревательных устройств, кондиционеров;
- ✓ ремонт и замена устройств связи;
- ✓ проверка, ремонт и техническое обслуживание радионавигационного оборудования, гидролокаторов, эхолотов;
- ✓ проверка, обслуживание и ремонт спасательного оборудования и средств;
- ✓ снабжение и проверка пожарного оборудования и систем;
- ✓ снабжение судов топливом и смазочными материалами;
- ✓ прием с судов хозяйственно-бытовых стоков, пищевых отходов и сухого мусора;
- ✓ нанесение антикоррозийных и необрастающих покрытий;
- ✓ нанесение шумо- и теплоизоляционных покрытий;
- ✓ снабжение такелажем и судовой оснасткой, грузоподъемным оборудованием;
- ✓ диагностика, дефектация корпусов и механизмов;
- ✓ изготовление и ремонт парусов, тентов, чехлов, обивки;
- ✓ снабжение и тестирование радиооборудования АИС, других вспомогательных и информационных систем;
- ✓ снабжение, ремонт и наладка систем дистанционного управления судами и двигателями;
- ✓ снабжение судов продуктами, одеждой и другими товарами первой необходимости;
- ✓ заправка питьевой водой;
- ✓ снабжение судов электроэнергией;
- ✓ прием подсланевых вод;

✓ хранение судов.[1]

Перечисленные технически несложные виды работ, не требующие докования следует выполнять в ремонтных и сервисных комплексах малых судов.[2]

Для выполнения технологически сложных ремонтных работ, с выводом судна из эксплуатации необходимо наличие судоремонтной мастерской, обладающей типовой схемой компоновки, указанной на рисунке 1. [3]

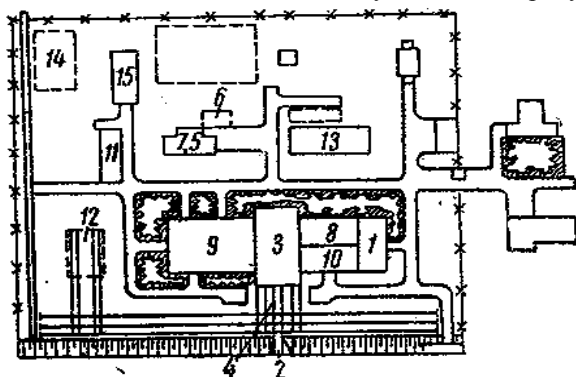


Рис. 1. Типовая схема компоновки судоремонтной мастерской: 1 – контора; 2 – акватория; 3 – эллинг; 4 – судоподъемное сооружение; 5 – котельная; 6 – склад угля; 7 – литейный цех; 8 – кузнечный цех; 9 – механический цех; 10 – корпусно-котельный цех; 11 – деревообделочный цех; 12 – стпель для судостроения; 13 – главный магазин; 14 – площадка для строительного леса; 15 – лесосушилка

В связи с тем, что в настоящее время большинство яхтенных портов России ограничиваются услугами лишь по хранению маломерных судов (на воде, на берегу и в эллингах), осуществляют спуск и подъем маломерных судов и не способны оказать полноценного технического обслуживания и ремонта — от корпусных работ до замены двигателей, становится актуальным вопрос необходимости создания яхтенных портов с единой комплексной структурой технического обслуживания и ремонта.

Список литературы

1. ГОСТ Р 57618.4-2017 Инфраструктура маломерного флота. Ремонтные базы и сервисы. Общие требования.
2. ГОСТ Р 57618.1-2017 Инфраструктура маломерного флота. Общие положения.
3. Комплексная типизация технических средств внутреннего водного транспорта [Текст] / В. В. Звонков, чл.-кор. Акад. наук СССР. - Москва : Речиздат, 1948 (тип. Артакад.). - 176 с. : ил.; 23 см.

Перспективы развития и использования мобильных бетоносмесительных установок

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия

Анализ современных дорожно-строительных машин и оборудования показал, что перспективным направлением развития является использование мобильных бетоносмесительных установок (МБСУ) при изготовлении композиционных смесей с новыми свойствами [1]. Появление новых материалов, особенно с учетом их структурных особенностей, представляет большой теоретический и практический интерес. Это заставляет дорожно-строительные организации идти в ногу со временем и разрабатывать технико-экономические решения, позволяющие осуществлять технологический процесс с поддержанием высокого уровня качества выполняемых работ. Качество готового изделия зависит от правильности выбора и соблюдения режимов работы машин и оборудования, задействованного при производстве работ.

Мобильные заводы в зависимости от комплектации способны производить различные композиционные материалы: бетоны различных марок и рецептур, смеси из жидкого грунта, смеси из грунта и цемента, холодный асфальт и т.д., которые по качеству и номенклатуре не уступают производенным, на стационарных заводах.

Работу современных МБСУ можно представить в виде большой системы, которая, в свою очередь, состоит из большого числа подсистем, узлов и элементов, связанных между собой различными связями: конструктивными, технологическими, функциональными, информационными и т.д. [2, 3]. Все эти узлы и элементы объединены в единое целое для достижения поставленной цели: производство материалов с заданными свойствами с максимально возможной производительностью при минимальных затратах ресурсов [4]. Общая цель определяется назначением машины, ее достижение основано на решении совокупности частных задач подсистем. Отдельные подсистемы необходимо рассматривать не автономно, а в их неразрывной взаимосвязи.

Наиважнейшим показателем эффективности использования МБСУ является их производительность. На итоговую (годовую) производительность влияет комплектность оборудования, особенно в дозирующем и смесительном блоках, а также режимы работы МБСУ [5]. Фрагмент анализа современных МБСУ представлен в таблице 1 [6, 7]. Режим работы МБСУ характеризуется значениями показателей (потребляемая мощность, производительность, скорость подачи материала, качественные показатели про-

изводимой смеси) при заданных значениях входных конструкторско-технологических параметров (размеры рабочих органов, значения скоростей и точности выполнения операций, действующих усилий, физико-механических и свойств исходных материалов смеси и т.д.).

МБСУ имеют ряд основных преимуществ перед стационарными бетонными заводами:

1) быстрое время установки, наладки и ввода в эксплуатацию МБСУ. Например, МБСУ серии SUMAB могут начать работу через 3 часа от момента приезда на строительную площадку;

2) легкость перебазирования, как физическая так и юридическая. МБСУ не нуждаются в фундаменте, не требуется согласования;

3) компактность. Установка МБСУ может производиться практически на любой строительной площадке, в зависимости от габаритов самой МБСУ. Например, SUMAB K-80 достаточно площади всего 15x20 м.

Анализ причин востребованности МБСУ показал, что их использование актуально в следующих случаях:

1) работы производятся на участке в большом удалении от существующих стационарных заводов, существует необходимость перебазирования, например, если работы ведутся на вытянутом участке (строительство дорог большой протяженностью);

2) работы производятся по государственным проектам в различных регионах страны (тендеры, временные проекты, временные участки для размещения стройплощадки);

3) работы производятся на участке с повышенными экологическими требованиями.

Перспективным направлением использования и совершенствования МБСУ является их применение для изготовления специальных бетонов. В качестве примера приведем электропроводные бетоны, обладающие малым удельным электрическим сопротивлением и стабильностью электрических параметров во времени при изменяющихся условиях эксплуатации [8].

Таблица 1. Современные МБСУ

Наименование МБСУ, производительность, описание	Общий вид
<p>SUMAB Mini, 5-9 м³ в час, конструкция на контейнерной раме, пан-миксер 500/300 литров, 2 склада инертных материалов, панель управления с системой Siemens (20 сортов бетона с возможностью менять марку бетона перед каждым замесом)</p>	
<p>SUMAB L-20 и SUMAB L-30, 20 и 30 м³ легкого бетона в час, конструкция на контейнерной раме. Удобная транспортировка: заводы оборудованы специальным крюком для погрузки на грузовик, 2 склада инертных материалов, 2 насоса для подачи воды, система автоматического управления с Siemens.</p>	
<p>SUMAB K-80, 70-80 м³ в час, конструкция на контейнерной раме, пан-миксер объемом 2200/1450 литров, 4 бункера инертных материалов по 3,8 м³, кабина управления с системой автоматического управления заводом с системой Siemens (100 рецептов и сортов бетона).</p>	
<p>MOBILE MASTER 100 LION, 85-90 м³ в час, все функциональные узлы расположены на единой раме, 4 бункера инертных материалов по 22,5 м³, 2 дозатора химии по 25 л, наклонный конвейер, возможность интегрировать АСУ установки с программой 1С Бухгалтерия.</p>	

Данные бетоны предназначены для получения изделий разного назначения, разных форм и размеров. Например, их можно применять:

- 1) для обогрева, путем пропускания электрического тока (теплые панели стен и перекрытий, полы и т.д.);
- 2) для предотвращения образования наледи (лестничные марши подземных переходов, открытые пандусы, дорожные плиты, кровли с внутренним водостоком и т.д.);

- 3) для устройств систем заземления и снятия статического электричества;
- 4) для экранирования излучений (экранирующие слои, инженерные сооружения со специальными свойствами);
- 5) для создания систем отслеживания траектории движения беспилотных автомобилей (концепция).

В виду специфики данных бетонов и необходимости строгого соответствия готовой смеси требованиям, особенно по электропроводным характеристикам, необходимо обеспечение оптимального режима работы МБСУ. Перспективным направлением оптимизации режимов работы МБСУ при производстве специальных бетонов является моделирование в следующих направлениях: моделирование структуры и электропроводных свойств материала, моделирование режимов работы МБСУ [9, 10].

Список литературы

1. Зорин, В.А., Зарипова И.И. Анализ бетоносмесительных установок, применяемых для производства электропроводных композиционных материалов на основе цементного вяжущего // Механизация строительства. – 2017. – № 9. – с. 28-33.
2. Абдулханова М.Ю., Колбасин А.М., Марсов В.И. Механическое оборудование предприятий стройиндустрии: учебное пособие. – М.: МАДИ, 2014. – 120 с.
3. Автоматизация приготовления бетонных смесей и изготовление железобетонных изделий и конструкций: монография / В.А. Воробьев [и др.]. – М.: Изд-во Российской инженерной академии, 2016. – 660 с.
4. Зорин В.А., Серёгин Д.В. Перспективы замещения металлических материалов на полимерные композиционные при производстве грузовых автомобилей // Грузовик. – 2016. – № 12. – С. 8-10.
5. Зорин В.А., Зарипова, И.И. Анализ критериев эффективности применения бетоносмесительных установок при производстве композиционных материалов на основе цементного вяжущего // Грузовик. – 2017. – № 11. – С. 32-34.
6. SUMAB - бетонные технологии: [электронный ресурс]. М., 2003 - 2017. URL: <http://sumab.eu/betonnye-zavody/mobilnye-betonnye-zavody> (Дата обращения: 11.06.2018).
7. Элкон — мобильные бетонные заводы: [электронный ресурс]. М., 2003 - 2018. URL: https://www.elkon.ru/plants/mobile_master (Дата обращения: 14.06.2018).
8. Зарипова И.И. Электротехнические бетоны: классификация и особенности сертификации // Все материалы. Энциклопедический справочник. – 2014. – № 9. – С.12-15.

9. Zaripova I.I., Puhin A.V., Marsov V.I., Gubanov V.A. Computer modeling of structural - concentration characteristics of building composite material // International Journal of Advanced Studies. – 2015. – Т. 5. – № 3. – P.80-84.

10. Зарипова И.И. Разработка методов оптимизации режимов работы мобильной бетоносмесительной установки при производстве электропроводных композиционных материалов: диссертация ... кандидата Технические наук: 05.05.04 / Зарипова Ирина Ильясовна. – М.: МАДИ, 2018. – 175 с.

В.А. Зорин

Пути повышения экологической безопасности транспортно-технологических машин

Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия

Развитие машиностроения играет существенную роль в экономике страны. Характерными особенностями большинства современных транспортно-технологических машин являются: высокая энергонасыщенность, большая масса, многофункциональность, высокий уровень металлоёмкости. Следствием перечисленных особенностей являются значительные экологические нагрузки в процессе эксплуатации техники, вызванные токсичными отработавшими газами и эксплуатационными материалами, повышенным давлением на грунт, электромагнитными полями, высоким уровнем шума, вибрации и др. [1]

Экологическая безопасность обеспечивает возможность снижения отрицательного влияния транспортно-технологических машин на окружающую среду в процессе их эксплуатации.

В настоящее время транспортно-технологические машины являются одним из самых экологически опасных объектов хозяйственной деятельности. Значительные количества вредных веществ оказывают влияние на все компоненты окружающей среды и здоровье населения, поступая в атмосферный воздух, почву, поверхностные и грунтовые воды и оседая на растительном покрове. Основные негативные последствия, связанные с эксплуатацией транспортно-технологических машин, - это загрязнение атмосферы, истощение природных ресурсов, уничтожение флоры и фауны, шум, вибрация, электромагнитные излучения.

Отрицательное воздействие транспортно-технологических машин на окружающую среду заключается не только в выхлопных газах, содержащих токсичные вещества, но и в сжигании кислорода (примерно 3,3 т кислорода на 1 т нефтепродуктов).

Современные методы, применяемые для снижения токсичности выхлопных газов, можно подразделить на четыре группы:

- группа I - изменение конструкции, рабочего процесса, специального регулирования двигателей внутреннего сгорания и их систем;
- группа II - применение альтернативных видов топлива (природный газ, пропан-бутан, водород) или изменение физико-химических свойств традиционно применяемых топлив (применение присадок к топливам, снижающих выброс свинца, серы, сажи и т.д.);
- группа III - очистка выбросов от токсичных компонентов с помощью дополнительных устройств (фильтров, нейтрализаторов и др.);
- группа IV - замена традиционных двигателей новыми малотоксичными силовыми установками.

Одним из вариантов комплексного решения проблемы повышения экологической безопасности транспортно-технологической техники является увеличение доли неметаллических (полимерных композиционных) конструкционных материалов при производстве и ремонте деталей машин.[2,3]

Современные полимерные композиционные материалы состоят из двух и более компонентов: пластинчатой основы (матрицы) и наполнителя, обеспечивающего материалу особые физико-механические характеристики и эксплуатационные свойства. В зависимости от вида наполнителя можно создать материал с заранее заданными свойствами: высокой прочностью, твёрдостью, упругостью, износостойкостью и прочими характеристиками. [4] Сочетание различных компонентов обеспечивает возможность получения многообразия материалов с индивидуальными, заранее заданными наборами физико-механических показателей и эксплуатационных свойств. Полимерные композиционные материалы могут существенно превосходить традиционные металлы и сплавы по своим механическим характеристикам, коррозионной и износостойкости, при одновременном снижении массы деталей.[7]

Современная машина состоит из более, чем 20 тысяч различных деталей, каждая из которых в процессе работы выполняет характерные для неё функции, испытывая при этом специфические нагрузки. Для производства различных деталей требуются соответствующие материалы, обладающие заданными свойствами.

При использовании неметаллических конструкционных материалов в процессе производства транспортно-технологических машин необходимо учитывать, что большинству неорганических материалов присущи такие эксплуатационные свойства, как негорючесть, высокая стойкость к нагреву, химическая стойкость, устойчивость к старению, большая твердость, хорошая сопротивляемость сжимающим нагрузкам. Широкий диапазон эксплуатационных свойств, необходимых конструкционным материалам раз-

личных деталей транспортно-технологических машин удастся обеспечить за счёт применения полимерных композиционных материалов.

При создании полимерных композиционных материалов используют комбинацию нескольких химически разнородных компонентов. Эксплуатационные свойства композиционных материалов в значительной степени отличаются от свойств каждого из составляющих компонентов в отдельности. Композицию получают путем введения в основной материал (матрицу) определенного количества другого материала (наполнителя), который добавляется с целью получения специальных, заранее заданных свойств. В результате удаётся получить конструкционные материалы с заранее заданными свойствами. [3,4]

В машиностроении применяют композиционные материалы на основе фторопласта для изготовления подшипников скольжения, втулок, манжет, уплотнительных колец, прокладок гидравлических систем, механических устройств, уплотнений поршневых и плунжерных компрессоров, рулевых тяг автомобилей, строительных и дорожных машин, шкивов, блоков, колес и роликов грузоподъемных механизмов, опор скольжения, дисков сцепления, элементов систем управления, системы нейтрализации газа, корпусов, кронштейнов, ступиц колес тележек, шестерен, звездочек и червячных колес приводов редукторов и др.

Особо следует отметить технологичность полимерных конструкционных материалов. Более низкая температура плавления, высокий уровень пластичности, хорошая обрабатываемость неметаллических материалов обеспечивают значительные преимущества в технологии производства и ремонта деталей транспортно-технологических машин. Кроме того, снижение шума, вибрации, динамических нагрузок, рабочей температуры в сочетании с повышением коррозионной стойкости и надёжности изделий из полимерных композиционных материалов позволяет отказаться от ряда специальных проектно-конструкторских и технологических мероприятий, направленных на обеспечение комфорта, надёжности и безопасности машин. Применение неметаллических конструкционных материалов обеспечивает значительную экономическую эффективность машиностроительного производства. Расширение применения полимерных композиционных материалов в машиностроении объясняется также необходимостью обеспечения современных экологических норм и требований безопасности.

Возможность создания полимерных композиционных материалов с заранее заданными физико-механическими свойствами обеспечивает оптимальные эксплуатационные свойства деталей транспортно-технологических машин и позволяет значительно повысить их надёжность, безопасность и эффективность использования. Меньшая по сравнению с металлами удельная масса большинства неметаллических конструкционных материалов обеспечивает возможность значительного снижения массы машин, что, в свою очередь, обеспечит снижение энергетических и эксплу-

атационных затрат в течение жизненного цикла. Особенности строения, структуры и производства полимерных конструкционных материалов обеспечивают возможности снижения затрат на их утилизацию после завершения жизненного цикла машины.

Большие перспективы применения полимерных конструкционных материалов открываются в области производства запасных частей и комплектующих деталей транспортно-технологических машин с применением методов 3D проектирования и печати.[4,5]

В основе современных аддитивных технологий лежит метод формирования детали из полимерного композиционного материала путём постепенного наращивания с помощью термического или какого-либо иного воздействия, в результате которого получается деталь необходимой формы с заданными размерами. В настоящее время существует уже более 30 различных типов аддитивных технологических процессов. Основными преимуществами аддитивных технологий перед традиционными являются:

- сокращение трудоёмкости изготовления;
- сокращение сроков проектирования и изготовления детали;
- снижение себестоимости проектирования и изготовления детали;
- экономия машиностроительных материалов.

В настоящее время созданы предпосылки проектирования полимерных композиционных материалов с заданными свойствами и применения аддитивных технологий с соответствующим технологическим оборудованием для производства и ремонта деталей транспортно-технологических машин. Иными словами может быть успешно реализована программа повышения экологической безопасности машин за счёт замены металлических конструкционных материалов на полимерные композиционные.

Список литературы

1. Зорин, В.А. Надёжность механических систем: учебник. - М.: ИНФРА-М, 2015. – 380 с.
2. Баурова, Н.И. Диагностирование и ремонт машин с применением полимерных материалов: монография. М.: ТехПрограмЦентр, 2008. 280 с.
3. Баурова, Н.И., Зорин, В.А. Применение полимерных композиционных материалов в машиностроении: учебное пособие. М.: ИНФРА-М, 2018.300 с.
4. Зорин, В.А., Баурова, Н.И. Перспективы применения интеллектуальных материалов при диагностировании транспортно-технологических машин. ВИНТИ, Журнал «Транспорт: наука, техника, управление» № 6, 2014.-23 с.
5. ЗленкоМ, Забеднов П. В. Аддитивные технологии в опытно литейном производстве. Литьё металлов и пластмасс с использованием син-

тез-моделей и синтез-форм. М.: Журнал «Металлургия машиностроения» №3, 2013 - 12 с.

6. Дементьева, Л.А. Применение композиционных материалов на основе клеевых препрегов в машиностроении//Л.А.Дементьева, Н.Ф.Лукина, А.П.Петрова, К.Е.Куцевич//Все материалы. Энциклопедический справочник. 2014. \U 2116\8. С.11 17.

7. Каблов, Е.Н. Стратегические направления материалов и технологий их переработки на период до 2030 года//Е.Н.Каблов//Авиационные материалы и технологии. 2012. \U 2116\S. С.7 17

8. Шарова, И.А. Эпоксидные клеи холодного отверждения для изготовления и ремонта деталей из ПКМ./И.А. Шарова, Н.Ф. Лукина, А.П. Петрова//Ремонт, восстановление, модернизация. 2014. \U 2116\3. С.30–35.

В.А. Зорин, Е.А. Косенко, А.О. Дворянкин

Перспективы применения аддитивных 3D-технологий при изготовлении деталей зубчатых передач дорожно-строительных машин

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия

Важнейшим требованием к дорожно-строительным и транспортно-технологическим машинам является высокий уровень надежности. Известно, что совокупность показателей свойств, определяющих уровень надежности изделия, закладывается на этапе его проектирования и изготовления, при этом важно обеспечить высокую точность получения заготовки детали. Чем выше качество заготовки, тем меньше механических операций потребуется для придания детали определенной геометрической формы, размеров и достижения наименьшей шероховатости поверхности.

Заготовки для получения габаритных деталей и изделий сложной формы, в том числе зубчатых колес механических передач, часто получают различными методами литья: в разрушаемые, полупостоянные и постоянные формы. Выбор того или иного метода литья обусловлен технологичностью изготавливаемой детали, предъявляемыми требованиями к ее точности, а также экономической целесообразностью.

Традиционно при изготовлении зубчатого колеса зубчатый венец получают на поверхности отливки одним из известных способов механической обработки: долблением, нарезанием, фрезерованием и пр. При этом требуется выполнение последующих чистовых и финишных операций: зубозакругляющей, зубошевинговальной или зубошлифовальной – что де-

дает технологический процесс получения зубчатого венца трудоемким, энергозатратным и, как следствие, дорогостоящим.

Применение в литейном производстве аддитивных технологий способствует повышению точности, технологичности и темпа производства литейных деталей. Аддитивными технологиями получают литейные модели, мастер-модели, литейные формы и оснастку. Так, например, применение литейных форм и мастер-моделей при производстве зубчатого колеса позволяет получить отливку вместе с зубчатым венцом.

В настоящее время на рынке в широком ассортименте представлена техника для промышленной трехмерной печати выжигаемых моделей и песчаных форм, позволяющих создавать выжигаемые модели и литейные формы непосредственно из данных САПР. Однако данные технологии экономически целесообразно применять для производства небольшого количества деталей, доводочных испытаний и прототипирования.

Для средне – и крупносерийного производства изделий машиностроения в литейном производстве применяют трехмерную печать мастер-моделей с применением различных видов полимерных материалов (например, ABS-пластики, фотополимеры и пр.). Полученные 3D-печатью мастер-модели после минимальной механической финишной обработки используют для изготовления силиконовой формы, в которую в дальнейшем производят отливку восковой выплавляемой модели. Мастер-модели, полученные данным методом, могут быть использованы в технологическом процессе около 30-40 раз в зависимости от типа используемого материала.

Большинство представленных на рынке 3D-принтеров имеют достаточно большие размеры рабочей зоны: 400x330x200мм; 400x330x400мм; 800x330x400мм; 820x660x550мм. Но часто даже такие «вместительные» рабочие зоны оказываются малы, если необходимо изготовить крупногабаритную мастер-модель, например, мастер-модель зубчатого колеса опорно-поворотного устройства автокрана, диаметр которого равен 1450мм. В данном случае модель делят на составные элементы, которые печатаются отдельно. После чего элементы склеиваются в одно изделие.

Кроме этого, при 3D-печати детали, имеющей большую площадь, может произойти коробление горячего материала, поэтому важно расположить модель на столе 3D-принтера таким образом, чтобы площадь печати была минимальной. Для этого модель устанавливают под различными углами, определяя наиболее оптимальное ее положение и расположение подержек во время печати.

Применение в литейном производстве высокоточных мастер-моделей, полученных методами аддитивных технологий, позволит снизить трудоемкость технологического процесса производства изделий машиностроения, минимизировать количество операций по механической обработке отливок, повысить точность и, как следствие, срок службы, изготавливаемых деталей.

Список литературы

1. Зорин В.А. Надежность механических систем. – М.: Изд-во «ИНФРА-М», 2015. – 380с.
2. Баурова Н.И., Зорин В.А. Применение полимерных композиционных материалов при производстве и ремонте машин – М.: МАДИ, 2016. – 263с.
3. Зорин, В.А., Баурова, Н.И. Перспективы применения интеллектуальных материалов при диагностировании транспортно-технологических машин. ВИНТИ, Журнал «Транспорт: наука, техника, управление» № 6, 2014.-23 с.
4. Зленко М.А., Забеднов П. В. Аддитивные технологии в опытно-литейном производстве. Литьё металлов и пластмасс с использованием синтез-моделей и синтез-форм / Металлургия машиностроения . – 2013. - №3. – с. 43-48.
5. Дементьева, Л.А. Применение композиционных материалов на основе клеевых препрегов в машиностроении/Л.А.Дементьева, Н.Ф.Лукина, А.П.Петрова, К.Е.Куцевич //Все материалы. Энциклопедический справочник. 2014. \U 2116\8. С.11-17.
6. Каблов, Е.Н. Стратегические направления материалов и технологий их переработки на период до 2030 года /Авиационные материалы и технологии. 2012. \U 2116\8. С.7-17
7. Шарова, И.А. Эпоксидные клеи холодного отверждения для изготовления и ремонта деталей из ПКМ./И.А. Шарова, Н.Ф. Лукина, А.П. Петрова//Ремонт, восстановление, модернизация. 2014. \U 2116\3. С.30-35.

В.А. Зорин, Е.Ю. Ляхов

Анализ долговечности посадочных мест подшипников, восстановленных полимерными материалами

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия

Надежность машин определяется долговечностью ее составных элементов. Подшипниковые узлы относятся к категории наиболее многочисленных элементов конструкции современной автотранспортной и дорожно-строительной техники, и в значительной степени влияют на ее надежность.

Основной причиной износа посадочных мест подшипников является фреттинг-коррозия. При восстановлении неподвижных соединений подшипников с помощью полимерных композиционных материалов (ПКМ)

устраняется фреттинг-коррозия сопрягаемых металлических поверхностей неподвижного соединения. Также из-за благоприятного перераспределения нагрузки между телами качения при деформации кольца подшипника долговечность восстановленных неподвижных соединений в несколько раз превышает долговечность новых [1...4].

Экспериментальные исследования, приведенные в работе [1], показали, что при динамическом нагружении и посадке подшипника без полимерного покрытия наименьшей долговечностью обладают соединения с зазором в сопряжении 0,02 мм рисунок 1.1. Долговечность неподвижного соединения с натягом 0,02 мм в 2 раза выше. Износ посадочного отверстия при испытании подшипника качения с полимерным покрытием из термообработанного герметика 6Ф на наработку 270 ч не выявлен.

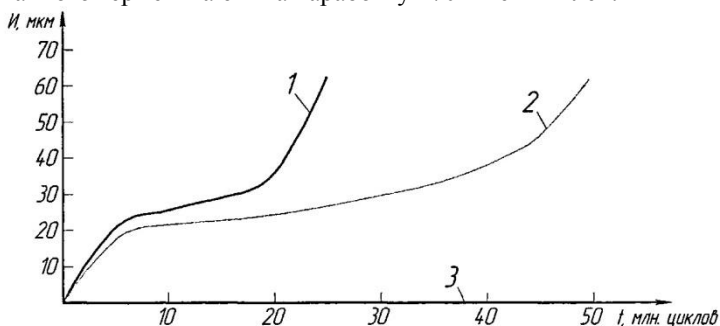


Рис. 1.1. Зависимость износа посадочных отверстий от наработки при различных видах неподвижных соединений: 1 – посадка с зазором 0,02 мм; 2 – посадка с натягом 0,02 мм; 3 – с покрытием посадочного места подшипника качения термообработанным герметиком 6Ф

В процессе эксплуатации подшипники в узлах машин подвергаются воздействию динамических нагрузок, изменяющихся с течением времени по знаку и значению. Данный вид нагружения называется циклическим. Различают следующие виды циклов нагружения: знакопостоянный цикл (рисунок 1.2а) – напряжение меняет только числовое значение; знакопеременный цикл (рисунок 1.2.б) – цикл, в котором напряжение меняется по знаку и значению; пульсирующий цикл (рисунок 1.2в) – знакопостоянный цикл, в котором напряжение меняется от нуля до максимального значения; симметричный цикл (рисунок 1.2г) – знакопеременный цикл в котором абсолютные значения максимальных напряжений различного знака равны.

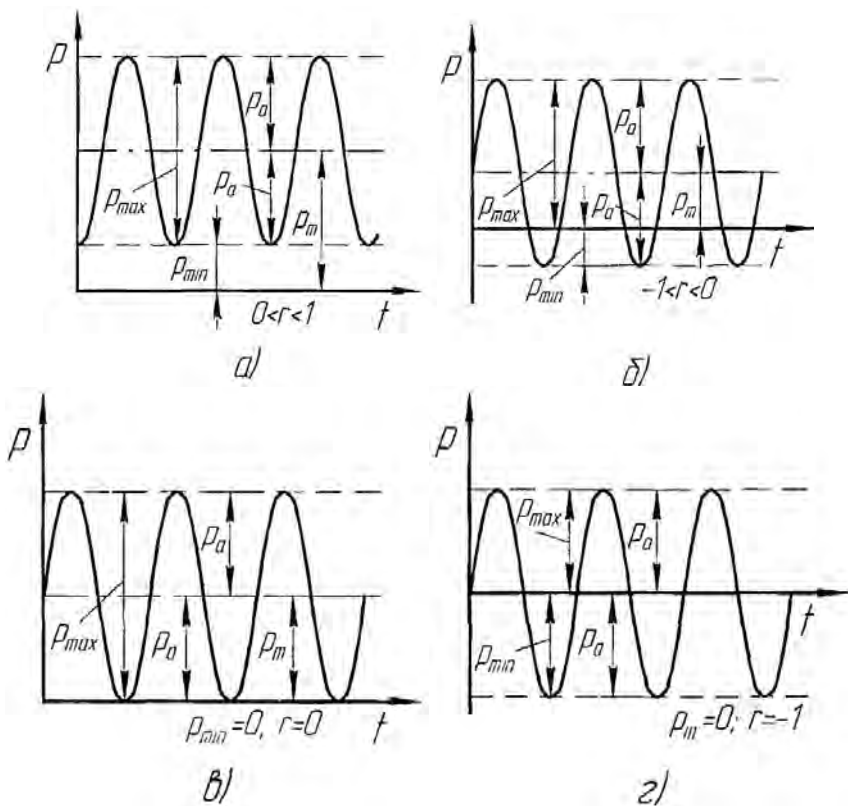


Рис. 1.2. Виды циклического нагружения: а – знакопостоянный цикл; б – знакопеременный цикл; в – пульсирующий цикл; г – симметричный цикл

При эксплуатации неподвижных соединений подшипников, восстановленных полимерными материалами, возникают циклические напряжения растяжения, сжатия и сдвига. Под действием этих напряжений происходит процесс постепенного накопления повреждений в полимерном материале, приводящий к образованию трещин, их развитию и разрушению детали.

Свойство материала воспринимать многократное действие циклических нагрузок и противостоять усталостному разрушению называется выносливостью. Усталостное разрушение полимерного материала наступает при напряжениях значительно меньших, чем предел прочности.

Модель разрушения жестких трехмерно-сшитых полимеров, к которым можно отнести и ПКМ, применяемые при восстановлении работоспособности подшипников, представлена на рисунке 1.3 [5–7]. Первый этап характеризуется концентрацией напряжений, приводящего к локальным разрывам межмолекулярных связей, что приводит к зарождению микро-

трещин. Дальнейшее действие циклических нагрузок на некотором расстоянии от фронта микротрещин приводит к формированию и накоплению большого количества микропор, что ведет к разрыхлению материала и дальнейшему росту первичной микротрещины. На заключительном этапе микротрещина достигает микроскопических размеров, мгновенно прорастая через всё сечение образца и вызывая его разрушение.

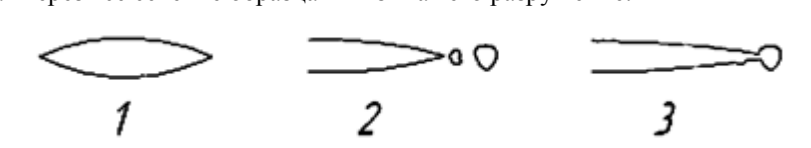


Рис. 1.3. Модель роста трещины в полимерном материале при циклическом нагружении

Для определения циклов нагружения до разрушения полимерного материала при циклическом нагружении в аналитической форме можно применить зависимость [8]:

$$N = K(\sigma - \sigma_v)^{-m}, \quad (1)$$

где N – число циклов нагружения до разрушения; σ – напряжение; σ_v – предел выносливости; K, m – коэффициенты, зависящие от свойств полимерных материалов и режима нагружения соответственно.

Из выражения можно представить типовую зависимость:

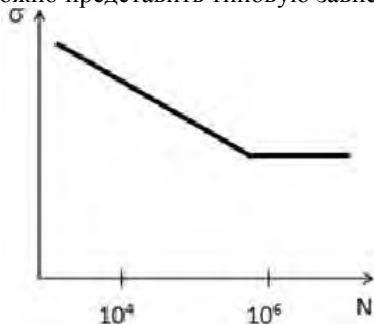


Рис. 1.4. Типовая зависимость между амплитудой напряжения σ и логарифмом числа циклов N нагружения до разрушения ПКМ

К основным факторам, влияющим на выносливость полимерных материалов, относятся:

- толщина клеевого шва;
- амплитуда напряжения при циклическом нагружении;
- амплитуда деформации при циклическом напряжении;
- среднее напряжение и средняя деформация;
- частота циклического воздействия;
- температура окружающей среды и испытуемого образца.

Из выражения 1 видно, что количество циклов до разрушения материала зависит от его свойств, режима нагружения и максимальных действующих напряжений. По мере ухудшения свойств полимерных материалов из-за накопления внутренних напряжений, переходящих затем в микротрещины, происходит разрушение детали.

Введение наполнителей в состав ПКМ позволяет повысить их выносливость и трещиностойкость [9]. Представленные в работах [2, 4] результаты стендовых и эксплуатационных испытаний подшипников, восстановленных полимерными композиционными материалами, показывают более высокую долговечность в сравнении с ненаполненными полимерными материалами.

Изучением механизмов разрушения полимерных композиционных материалов занимаются многие отечественные и зарубежные ученые. Однако последние достижения в области синтеза полимерных материалов и разработки современных наполнителей ставят задачи по проведению глубоких теоретических исследований влияния дисперсных наполнителей ПКМ на стойкость к воздействию динамических нагрузок.

Таким образом повышение долговечности подшипниковых узлов за счет использования ПКМ при восстановлении неподвижных соединений подшипников является важной актуальной задачей, решение которой позволит повысить надежность автотранспортной техники и снизить расходы на ее техническое обслуживание и ремонт. В связи с этим необходимо раскрыть сущность явления повышения трещиностойкости и провести теоретическое обоснование повышения долговечности ПКМ при введении дисперсных наполнителей.

Список литературы

1. Курчаткин В.В. Восстановление посадок подшипников качения сельскохозяйственной техники полимерными материалами [Текст]: дис ... докт.техн.наук/ Курчаткин В.В. – М., 1989. – 407 с.
2. Ли, Р. И. Неразрушающий контроль качества неподвижных соединений подшипников качения сельскохозяйственной техники, восстановленных анаэробными герметиками [Текст]: дис. ... канд.техн.наук/ Ли Р.И. – М., 1990 – 220 с.
3. Ли Р.И. Восстановление неподвижных соединений подшипников качения сельскохозяйственной техники полимерными материалами. [Текст]: дис. ... докт.техн.наук. – М., 2001, -340 с.
4. Гаджиев А.А. Технологическое обеспечение долговечности подшипниковых узлов машин применением полимерных материалов [Текст]: автореф. дис. ... докт.техн.наук./Гаджиев А.А. – М., 2005. – 35 с.
5. Нарисова И. Прочность полимерных материалов [Текст]: пер. с япон. Под ред. А.А. Берлина. – М.: Химия, 1987 – 398 с.

6. Партон В.З. Механика разрушения: от теории к практике [Текст]/ Партон В.З. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990. – 240 с.
7. Лихтон П.П. Динамика системы цилиндр-оболочка [Текст] / Лихнов П.П. – М.: Машиностроение, 1988. – 152 с.
8. Баурова Н.И. Методы оценки эксплуатационных свойств из полимерных композиционных материалов: метод. пособие/ Н.И. Баурова, В.А. Зорин. – М.: МАДИ, 2017. -84 с.
9. Баурова Н.И. Применение полимерных композиционных материалов при производстве и ремонте машин: учебн. пособие / Н.И. Баурова, В.А. Зорин. – М.: МАДИ, 2016. -264 с.

В.В. Ильин, Е.И. Фомин

Анализ технологии перевалки угля с применением крытых заглубленных складов в морских и речных портах

Московская государственная академия водного транспорта – филиал
Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования «Государственный университет морского и речного
флота имени адмирала С.О. Макарова»,
г. Москва, Россия

Значительную роль в экономике России играет экспорт угля и железорудного сырья. Большая часть этих экспортных потоков отгружается через морские порты. По данным Ассоциации морских торговых портов (АСОП), грузооборот морских портов за счет перевалки угля очень высок и постоянно растет. По данным на 2017 год этот показатель составляет 154,6 млн.тонн. А по сравнению с 2016 годом (136,3) вырос на 3%. Конкуренентоспособность этих товаров на мировом рынке будет определяться главным образом транспортно-технологическими системами (ТТС) их доставки. В логистике экспорта навалочных грузов слабым звеном являются морские порты, где осуществляется перевалка грузов, в том числе на специализированных перегрузочных комплексах.

Все российские морские специализированные терминалы проектируются и строятся в соответствии со схемами механизации, определенными в «Нормах технологического проектирования морских портах». Характеризуются такие терминалы большой площадью занимаемой территории, применением сложной и дорогой механизации. Склады – открытые. Один из существенных недостатков таких схем – загрязнение окружающей среды путем запыления атмосферы и прилегающей территории.

В связи с этим предлагается использовать крытые заглубленные склады, которые позволяют:

- 1) использовать более простую и дешевую механизацию;
- 2) обеспечивать экологическую безопасность за счет ограничения пылеобразования;
- 3) обрабатывать не только уголь, но и другие грузы, например железорудный концентрат, то есть добиться универсальности;
- 4) сократить площадь занимаемой территории в 1,5-2 раза.

Но при этом следует уточнить, что данное решение касается не только морских портов. При использовании других размеров склада, например 14*20м, их можно будет использовать и в речных портах. Также, возможно использование таких складов и на местах добычи сырья или непосредственно на предприятиях.

Основной перегрузочной машиной на складе будет служить мостовой грейферный перегружатель. А чтобы обеспечить высокую производительность в морских портах (3500 т/ч) необходимо использовать грейфер высокой грузоподъемности в пределах от 65 до 120 т. Со склада, с помощью машины, груз будет поступать в приемный бункер, а дальше по конвейерной линии на причал.

Складская линия, в отличие от существующих терминалов, будет располагаться в одну линию, и напрямую связана с причалом, что полностью исключает необходимость применения дорогостоящих пересыпных станций. А так же, как следствие, значительно сократится протяженность этих линий. Что сократит эксплуатационные расходы

Для предотвращения пыления при хранении, склады будут оборудованы закрывающимися крышкам типа «Мак-Грегор». При невозможности использования таких крышек, имеется возможность применения более дешевых вариантов, например пластиковые крышки. Так же можно полностью не догружать склад или построить небольшое защитное ограждение.

Поскольку, уголь – опасный груз, способный к самовозгоранию, склад необходимо оборудовать системой противопожарной защиты. Для этого требуется оборудовать склад датчиками температуры, которые будут передавать данные на ПК оператора склада. Для тушения пожара предлагается использовать углекислоту CO₂.

Внедрение инновационного технологического решения конструкции крытых складов для терминалов перевалки массовых навалочных грузов в морских и речных портах имеет два важнейших взаимосвязанных аспекта:

1. техническая и технологическая проработка вариантов конструктивного устройства склада и схемы механизации склада, обеспечивающая интегрирование их в существующие, проектируемые и строящиеся терминалы навалочных грузов;

2. маркетинговая и организационная работа с государственными органами, инвесторами, проектировщиками, строителями и производителями оборудования по реализации этого инновационного решения.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что применение крытых заглубленных складов – очень важный вектор развития технологий перевалки угля. Необходимо развивать данную тематику, а также внедрять в морские и речные порты.

Б.Г. Ким, Р.А. Насруллоева

Формирование оптимизированного графика технического обслуживания парков строительных машин

Владимирский государственный университет, г. Владимир, Россия
Таджикский национальный технический университет, г. Душанбе,
Таджикистан

Как показали наши исследования, рациональная периодичность ТО может описываться для различных групп техники самыми разными математическими зависимостями. Если говорить о периодичности диагностирования, то эта задача практически не решалась. Это объясняется двумя основными причинами. Во-первых, неразработанностью организационного аспекта внедрения технической диагностики (Д). Отсюда упрощенное понимание ее роли и места в системе ремонтно-профилактических воздействий. Диагностирование включается как составная часть ТО и, таким образом, его выполнение сочетается с производством других операций. Во-вторых, в связи с незначительным объемом внедрения Д отстало научное обоснование принимаемых решений, в том числе и по планированию применения СТД. В настоящее время ситуация меняется коренным образом.

Разработка методики определения периодичности проведения Д строительных машин позволила решить задачу составления рационального графика ТО и Д парка строительной техники.

Ниже предлагается решение задачи для ТО.

Постановка задачи:

На некоторый период времени (например месяц) известному парку техники заданы наработки моторесурса по каждой машине. Известны наработки машин на начало планируемого периода. Известны продолжительности проведения ТО каждого типа машин. Задано количество бригад и средств ТО. Требуется составить график проведения ТО так, чтобы потери от простоя техники и бригад ТО были минимальными. Обслуживание оборудования осуществляется в рамках функционирования системы ПРО строительных машин.

Введем следующие обозначения:

$T = \{ 0, 1, 2, \dots, \tau, \dots, \bar{\tau} \}$ - календарь планирования (рабочие дни месяца);

$\bar{\tau}$ - количество рабочих дней в периоде планирования;

$I = \{ 1, 2, \dots, i, \dots, m \}$ - множество индексов машин одного вида;

$i = 1, 2, \dots, m$ - количество машин;

n - количество бригад по ПО;

$b_{i\tau}^{no}$ - наработка машин на начало планируемого периода ($\tau = 0$) от последнего ПО;

d_i^τ - плановая наработка машин $i, i = 1$, по дням планируемого периода ($\tau = 0$);

$d_i^\tau = 0$ - при простоях техники по организационным, технологическим и другим причинам;

C_i^τ - совокупные затраты, вызванные простоем машины $i, i = 1, m$ во время ТО и всего комплекса машин;

ψ_i^p, ψ_i^{kp} - характеристики состояния машин τ , указывающие на необходимость проведения текущего или капитального ремонта машин ($\psi_i^p = 1, \psi_i^{kp} = 1$, в противном случае $\psi_i^p = 0, \psi_i^{kp} = 0$) в данном плановом периоде;

$X_{i\tau}^k$ - переменная, принимающая значения 0 или 1 и соответствующая искомому графику проведения ТО, если $X_{i\tau}^k$, то значит что машина i ставится K раз в планируемом периоде на ТО в срок τ .

Для постановки задачи и ее решения сделаны следующие предположения.

Во-первых, плановый график загрузки машин $i \in I$ составлен из сроков выполнения и объема работ с учетом возможных простоев при этом техники на ТО. Поэтому предполагается, что простой машины $i \in I$ на ТО не нарушит, в основном, планового графика работ из-за имеющихся резервов производительности машин. Значения $d_{i\tau}$ в связи с проведением ТО должны измениться, то так как время проведения ТО одной машины мало по сравнению со значением L_i^{no} , а общий объем работ (наработка) будет полностью учтен, поэтому исходную информацию (значения $d_{i\tau}$) будем считать неизменной.

Во-вторых, предполагается, что средняя продолжительность времени работы бригады по ТО одной машины равна принятой единице планирования (смена, час). Таким образом, если в период τ проводится ТО машины, то одна бригада считается занятой работой по ТО весь период (период, подготовка ТО, проведение ТО и т.д.), хотя само время ТО (и простой машины i) может быть и менее принятой единицы времени. При этом значения C_i^τ учитывают затраты именно от простоя при ТО в периоде τ , если $d_i^\tau = 0$, то и $C_i^\tau = 0$.

Далее предполагается, что наработка машины i между двумя ТО может отличаться от расчетной в каких-то пределах, т.е. $N_i^{no} < N_i^{no} < N_i^{no}$, где нижний и верхний соответственно пределы нормативной наработки.

Составление графика ТО может быть разбито на несколько этапов.

Этап 1. Подготовка исходной информации для решения задачи по составлению графика ТО.

1. Если машина i ставится или стоит на начало периода T в ремонте, то полагаем что d_i^T .

2. Определяется срок проведения ТО по нормативам для каждой машины $i \in I$, исходя из следующих соотношений:

$$b_i^{no} + \sum_{i=1}^t d_i^T \geq N_i^{no}, \quad \tau \in T, \quad t_i \rightarrow \min, \quad (1)$$

т.е. по нормативам в периоде $t_i \in T$ необходимо проведение ТО машины $i \in I$, если условие (1) выполняется.

3. Если условие (1) не выполняется, то ТО должно быть перенесено на следующий плановый период, а машина не включается в очередь на ТО. В этом случае корректируется множество индексов I . Новое множество I' уже не содержит индекса машины $i \in I$, для которой условие (1) не выполняется.

4. Таким образом, желаемый срок проведения ТО определен t_i ; $t_i \in T$; $i \in I'$. Далее определяются границы возможных отклонений.

Минимальный срок проведения ТО t_i определяется из соотношения:

$$\sum_{\tau=t}^t d_i^T \leq N_i^{no} - N_i^{no} \quad \tau = t_i, t_i + 1, t_i, \quad t_i \rightarrow \min \quad (2)$$

Максимальный срок t_i определяется следующим образом:

$$\sum_{\tau=t}^t d_i^T \leq N_i^{no} - N_i^{no} \quad \tau = t_i, t_i + 1, \dots, t_i \quad t_i \rightarrow \min, \quad t_i \in T, \quad t_i \leq \tau, \quad (3)$$

отсюда на первом этапе возможные сроки проведения ТО (для каждой машины по одному ТО) для машин $i \in I'$ определены:

$$\{t_i, t_i + 1, \dots, t_i\} = T_i^{no} \in$$

Этап 2. Составление частичного графика проведения ТО для машин $i \in I'$.

1. Для всех $i \in I'$ определяется период τ_i (или периоды), в котором значение C_i^T минимально:

$$\tau_i : C_i^T = \min \{ C_i^T \} \tau \in T_i. \quad (4)$$

2. Рассматриваются (можно в любом порядке) периоды $\tau \in T'$.

Пусть $\tau = 1 \in T'$. Определяются индексы машин, для которых $\tau_i = 1$. Если таких машин нет, переходим к следующему периоду.

3. Если такие машины есть, то определяются индексы машин, которые будут в периоде $\tau = 1$ поставлены на ТО. Так как в периоде τ имеется n_τ бригад, а согласно (4), претендовать на ТО в этот срок может более чем n_τ машин, поэтому необходимо учитывать приоритет машин с точки зрения затрат от простоя. Поэтому среди значений $C_i^\tau, \tau = 1$ определяется минимальное значение, а соответствующая переменная $X'_{i\tau}$ полагается равной 1. В случае, когда имеется несколько одинаковых максимальных значений C_i^τ , можно воспользоваться дополнительным приоритетом π_i , которому могут соответствовать средние значения затрат от простоя машин i .

Таким образом, необходимо следить за выполнением условия $\sum X'_{i\tau} \leq \tau n_\tau$. Поэтому на каждом шаге l после определения очередной переменной необходимо фиксировать значение

$$a^{l\tau} = n_\tau - \sum X'_{i\tau}.$$

4. Такой процесс продолжается до периода $\tau' = \max t_i, t_i \in T'$. Если для всех машин, индексы которых составляют I множество, определены сроки ТО, т.е. $\sum X'_{i\tau} = 1$, то первый этап решения задачи закончен.

5. Если нет, то процесс продолжается следующим образом. Корректируется множество T' . При этом $\tau \in T'$, если $a^{l\tau} = 0$, то $X'_{i\tau} = 1$.

Далее процесс продолжается аналогично пп.1-4. Таким образом, этап 2 - составление частичного графика проведения ТО для машин $i \in I'$ является приближенным алгоритмом решения следующей задачи линейного программирования транспортного типа:

Минимизировать $\alpha(X) = \sum C_i^\tau x'_{i\tau} \rightarrow \min$ при ограничениях:

$$\begin{aligned} & 0 \\ 1^0 \quad & x_{i\tau} \begin{cases} 0 \\ 1 \end{cases}, \\ 2^0 \quad & \sum x_{i\tau} = 1, \quad i \in I', \\ 3^0 \quad & \sum x_{i\tau} \leq n_\tau, \quad \tau \in T'. \end{aligned} \quad (5)$$

Поэтому в целом задача составления графика ТО на весь период T может быть решена постановкой и решением последовательно нескольких транспортных задач линейного программирования.

Этап 3. Подготовка исходной информации для составления графика ТО.

1. Фиксируется новое время отсчета наработки машин

$$\tau_i = \tau_{i+1}, \quad \tau_i x'_{i\tau} = 1 \quad (6)$$

2. Процесс расчета аналогичен этапам 1 и 2.

Например, формула (5.46) записывается следующим образом:

$$b_i^{\text{по}} + \sum_{\tau=\tau_i}^t d_i^\varepsilon \geq N_i^{\text{по}}, \quad t_i^2 \rightarrow \min,$$

где t_i^2 - нормативный срок проведения второй очереди ТО для машины i .

Составление графика диагностирования парка машин происходит параллельно с решением задачи по планированию ТО и по аналогичной методике.

Предлагаемая экономико-математическая постановка задачи основана на следующих ограничениях и допущениях:

- каждое обслуживание проводится одной специализированной бригадой (звеном);

- время на перебазировку бригад по ТО и Д включается в общее время выполнения операций;

- каждая бригада одновременно выполняет обслуживание только одной машины;

- бригада может начать обслуживание только после окончания работ с предыдущей машиной;

- ТО и Д не перепланируются при наличии неплановых Р в период между обслуживанием.

Предлагаемый в данной модели алгоритм предусматривает установление приоритета в очередности ТО и Д. Приоритет в очередности постановки машин в графике имеет техника с наибольшими наработками моторесурса. Учтена возможность неоднократного пребывания машин в ТО и Д в планируемом периоде.

Методика предусматривает одновременное решение задач календарного планирования ТО и Д и составление графиков работы соответствующих специализированных подразделений.

Аналогичная методика разработана и для условий действия системы ППР строительных машин.

О.Г. Кокорева

Сравнительный анализ методов упрочнения поверхностей металлоконструкций

*Московская государственная академия водного транспорта – филиал
Федерального государственного бюджетного образовательного учрежде-
ния высшего образования «Государственный университет морского
и речного флота имени адмирала С.О. Макарова»,
г. Москва, Россия*

Большинство деталей металлоконструкций работают в условиях изнашивания, кавитации, циклических нагрузок, коррозии при криогенных или высоких температурах, при которых максимальные напряжения возникают в поверхностных слоях металла, где сосредоточены основные концентраторы напряжения. Газотермическое напыление, наплавка, химико-

термическая обработка повышают твердость и коррозионную стойкость, создавая на поверхности благоприятные остаточные напряжения сжатия, увеличивают надежность и долговечность деталей машин. Кроме того, увеличить прочность и сопротивление усталости можно созданием соответствующих композиции сплавов и технологии обработки. При сохранении достаточно высокой пластичности, вязкости и трещиностойкости данные методы повышают надежность и долговечность машин и понижают расход металла на их изготовление вследствие уменьшения сечения деталей.

Для повышения долговечности деталей машин широко используются методы упрочнения поверхностным пластическим деформированием. Упрочнение выполняется с целью повышения усталостного сопротивления и формирования регламентированного микрорельефа, а также повышения твердости поверхностного слоя металла и создание в поверхностном слое напряжений сжатия. Упрочняющую обработку деталей металлоконструкций применяют на конечных операциях технологического процесса вместо термообработки или после термообработки и часто вместо отделочной обработки или абразивной. Одной из наиболее важных задач современного машиностроения является технологическое обеспечение заданного ресурса техники, который зависит непосредственно от эксплуатационных свойств тяжело нагруженных деталей металлоконструкций.

Известно, что работоспособность деталей металлоконструкций определяется износостойкостью их поверхности, а также такими характеристиками как сопротивление усталости и контактная выносливость. Поэтому, одной из важных задач машиностроения является создание поверхностного слоя, который, имея высокие характеристики качества, обеспечивал бы необходимые эксплуатационные свойства деталей металлоконструкций. Для этого в настоящее время применяют различные способы поверхностного упрочнения: нанесение покрытий, термообработку, поверхностное пластическое деформирование и др.

Известные способы ППД (обкатывание, выглаживание, дробеструйная обработка) позволяют получить глубину упрочненного слоя 2...3 мм, чем сдерживается получение гетерогенной структуры, не позволяя обеспечить необходимый закон распределения твердости поверхностного слоя. Однако, существующие способы упрочнения не позволяют получить необходимую глубину упрочненного слоя, а при глубине упрочнения 3-5 мм наблюдается образование концентраторов напряжений, как следствие образование трещин и разупрочнение металла.

Статико-импульсная обработка - новый способ ППД, позволяющий решить эти проблемы. Так, деформирующее ударное воздействие инструмента при СИО, характеризуется не только энергией, но и формой импульса, которая регулируется геометрическими соотношениями элементов ударной системы. Предварительное статическое поджатие инструмента к упрочняемой поверхности необходимо для осуществления управляемого

импульсного воздействия, за счет которого происходит основная упруго-пластическая деформация.

Изменением формы ударного импульса осуществляется регулирование движений инструмента в процессе упругопластической деформации обрабатываемого материала. Это позволяет управлять эпюрами остаточных напряжений и микротвердости по глубине упрочненного слоя. При этом можно регулировать равномерность упрочнения поверхностного слоя и чередование слоев с изменяющейся твердостью [3].

Известно, что увеличение поверхностной твердости способствует повышению износостойкости, а упрочненный поверхностный слой до глубины 6...8 мм значительно повышает сопротивление усталости. В ходе проводимых исследований вызывает интерес поверхностный слой с чередующимися участками высокой и низкой твердости гетерогенной структурой. В условиях эксплуатации металлоконструкций, детали которых испытывают абразивное изнашивание, выступающие единичные элементы повышенной твердости затрудняют контакт абразивных частиц с материалом основы и позволяют до 10...15 раз увеличивать износостойкость в сравнении с термообработкой [3].

Поверхностное пластическое деформирование, выполняемое без использования внешнего тепла, называют наклепом. С помощью данного метода повышаются все характеристики сопротивления металла деформации, увеличивается твердость и понижается пластичность изготавливаемой детали.

Упрочнение металла в незакаленной стали происходит за счет дробления блоков, наведением микронапряжений, структурных изменений и изменений структурных несовершенств. Также происходит частичное превращение остаточного аустенита в мартенсит и выделение дисперсных карбидных частиц. Поверхностная деформация приводит к образованию упругого искажения кристаллической решетки, изменению формы сдвигов и размеров зерен. Интенсивность упрочнения тем выше, чем мягче сталь. Для закаленных сталей увеличение твердости составляет 20-30%, для незакаленных - 10-20%, при глубине упрочненного слоя до 10 мм.

Статико-импульсная обработка (СИО) является усовершенствованным процессом ударной чеканки — упорядоченного ударного воздействия на обрабатываемую поверхность. СИО выполняется специальными бойками механизированного инструмента, при этом СИО является новым видом обработки ППД, отличающимся способом подвода энергии в зону деформации. Пластическая деформация металла осуществляется управляемым импульсным воздействием, сообщаемым ударной системой боек-волновод статически нагруженному инструменту. Использование предударного статического поджатия инструмента к обрабатываемой поверхности позволяет увеличить ее площадь контакта с инструментом, способствуя уменьшению

искажений передаваемого ударного импульса и уменьшению потери энергии удара.

Технология упрочнения СИО включает следующие этапы: предварительное, статическое и последующее периодическое импульсное нагружение инструмента. СИО осуществляется при помощи специального высокочастотного генератора механических импульсов (ГМИ), позволяющего регулировать энергию и частоту импульсов в широком диапазоне.

Преимуществом СИО перед другими способами ППД является высокий коэффициент передачи энергии упрочняемой поверхности, малая энергоемкость, возможность воздействия на упрочняемую поверхность управляемым импульсом, возможность установки его на металлообрабатывающее оборудование, компактность устройства для упрочнения.

Таким образом, СИО может использоваться и для упрочнения широкой номенклатуры тяжело нагруженных деталей транспортных средств и металлоконструкций, большинство из которых имеют профильные рабочие поверхности (зубья шлицев, витки резьбы и т.д.), а также галтели. Упрочнение ППД позволяет повысить усталостную прочность таких деталей. При этом высокие действующие нагрузки требуют создания упрочненного слоя большей глубины. СИО ППД позволяет получать упрочненный поверхностный слой с глубиной до 8...10 мм.

Список литературы

1. Полевой С.Н. Упрочнение металлов: Справочник / С.Н Полевой, В.Д. Евдокимов. - Машиностроение. - 1994. - 496с.
2. Киричек. А.В. , Соловьев Д.Л., А.Г. Лазуткин. Технология и оборудования статико — импульсной обработки поверхностным пластическим деформированием. - 2004. -152с.
3. Кокорева О.Г. Повышение долговечности сердечников крестовин стрелочных переводов статико-импульсной обработкой. Диссертация на соискание уч. ст.к.т.н.,-М.,МИИТ- 1999г

Оценка технологичности применения клеевых технологий ремонта машин в условиях Арктики

Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия

Технологичность относится к важнейшим показателям качества различных машин и механизмов [1] и регламентируется ГОСТ 14.205-83 «Технологичность конструкции изделия. Термины и определения». В соответствии с этим стандартом, под технологичностью понимают «совокупность свойств конструкции изделия, определяющих ее приспособленность к достижению оптимальных затрат при производстве, техническом обслуживании и ремонте для заданных показателей качества, объема выпуска и условий выполнения работ». При оценке технологий ремонта в качестве одного из показателей технологичности широкое распространение получил термин «эксплуатационная технологичность», под которым понимают влияние конкретных условий эксплуатации на показатели надежности [2-3].

В настоящее время полимерные композиционные материалы (ПКМ) широко применяются при ремонте различных деталей машин. Вместе с тем, по мере увеличения номенклатуры деталей, восстановление которых целесообразно проводить с использованием ПКМ, имеет место проблема оценки технологичности предлагаемых технических решений. Наиболее актуальна эта проблема при проведении ремонта в «особых» условиях (например, в условиях Арктики при воздействии отрицательных температур).

Целью данной работы является анализ показателей технологичности ремонта машин с использованием полимерных композиционных материалов в условиях Арктики (при постоянном воздействии отрицательных температур).

В данной работе, для учета «особых» факторов окружающей среды предлагается использовать понятие – климатической технологичности. Ремонтные технологии и материалы будут отвечать требованиям климатической технологичности в том случае, если они будут обеспечивать заданное качество при минимальных изменениях базовых технологий, не влекущих за собой существенного увеличения расходов живого и овеществленного труда.

Таким образом, требование климатической технологичности будет выполняться только в том случае, если будут найдены адекватные замены материалов и технологических режимов, использование которых позволит сохранить не только стандартные ремонтные технологии, но и качество, и сроки проведения ремонтных работ.

Рассмотрим основные показатели климатической технологичности по количественным и качественным критериям, применительно к ремонту выпускных систем дорожных машин с использованием ПКМ на основе тканых наполнителей (технология армирования).

В табл. 1 приведен перечень основных технологических операций ремонта машин с использованием ПКМ на основе тканного наполнителя [4-5]. Данные технологические операции являются стандартными и для их выполнения существует множество материалов, приспособлений и оборудования из которых исполнитель выбирает оптимальные [6]. Однако если эти же операции проводить при отрицательных температурах в условиях Арктики, то имеет место существенное сокращение их ассортимента на большинстве технологических операций.

Для учета изменения показателей качества предлагается использовать интегральный поправочный коэффициент, который позволяет учесть действие множества факторов, которые могут влиять как отрицательно, так и положительно на искомую величину.

$$K=k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6$$

где $k_1 \dots k_6$ – коэффициенты, учитывающие потери качества на каждой отдельной технологической операции. Индексы коэффициентов k заданы в соответствии с номерами операций, приведенных в табл. 1.

Значения коэффициентов сохранения свойств в табл. 1 определены экспертным методом и приведены с учетом найденных ранее оптимальных технологических режимов [7-9, 10]. Но если не проводить дополнительную отработку техпроцесса на климатическую технологичность, то потери качества будут иметь место всех технологических операциях.

Далее в работе проведена экспериментальная оценка прочности клеевых соединений при сдвиге, при изготовлении которых все технологические операции проводили на улице при отрицательной температуре (-15°C) и в условиях цеха (при комнатной температуре).

Таблица 1. Факторы климатической технологичности при ремонте деталей машин с использованием ПКМ в различных температурных условиях

№ п/п	Наименование технологической операции	Материалы и условия выполнения ремонтных работ		Поправочный коэффициент k_i
		При комнатной температуре	При температуре -25°C	
1	Подготовка поверхности под склеивание	Большая номенклатура органических растворителей	Ограниченное количество смесевых растворителей (например, марки P-5 или P-4)	0,9
2	Приготовление связующего	Стандартные материалы, технологии, оборудование и инструмент для взвешивания компонентов и их перемешивания	Технологии отсутствуют. Требования к реологическим свойствам клея при отрицательных температурах.	0,85
3	Пропитка тканого наполнителя связующим (изготовление препрега)	Большой выбор тканых наполнителей	Требуется дополнительная обработка тканых наполнителей (например, металлизация)	0,87
4	Нанесение препрега на восстанавливаемую поверхность детали	Большая номенклатура инструмента и оборудования для ручного, механизированного и автоматизированного нанесения	Адаптированные технологии и инструмент отсутствуют	0,87
5	Отверждение ПКМ	24 ч при +20°C	48 ч при -25°C	0,95
6	Контроль качества	Стандартные методы контроля	Технологии отсутствуют	1

В качестве клея использовали эпоксидный материал фирмы Hexion, состоящий из двух компонентов: эпоксидная смола Eroxudharz L и аминный отвердитель EPH 161. В качестве армирующего материала использовали углеродную ленту марки ЛУП. Подготовка препрега включала в себя две технологические операции: приготовление клея и его нанесение на углеродную ленту. Пропитку проводили таким образом, что бы содержание клея в армирующем наполнителе составляло 45-50 мас.ч. После изготовления, препрег наносили на предварительно очищенные металлические поверхности (сталь 0,8кп). Для проведения сравнительных испытаний было

изготовлено две партии образцов: по стандартной технологии и откорректированной с учетом климатической технологичности.

Механические испытания проводили на разрывной машине для испытания конструкционных материалов «УТС 110М-50» при комнатной температуре, скорость движения захватов составила 10 мм/мин.

В табл.2 приведены средние значения разрушающего напряжения при сдвиге при испытании 5 образцов полученных при склеивании (нанесение препрега, склеивание и отверждение) при комнатной и при отрицательной температуре.

Таблица 2. Прочность при сдвиге клеевых соединений, полученных по различным технологиям

Условия изготовления образцов	Разрушающее напряжение при сдвиге, МПа	
	Базовая (стандартная) технология	Технология, откорректированная с учетом климатической технологичности
Все операции выполнялись при температуре -15°C	7,7	21,7
Все операции выполнялись при комнатной температуре	25,5	24,9

Анализ результатов, приведенных в табл. 2 показал, что прочность клеевых соединений, изготовление которых проводилось при комнатной температуре по стандартной и предлагаемой технологии между собой практически не отличаются (разница составила 2%, что находится в пределах допустимой погрешности измерений). При этом наблюдается значительная разница в прочностных свойствах соединений изготовленных при отрицательных температурах: при использовании технологии откорректированной с учетом климатической технологичности прочность соединения выше на 64,5% по сравнению с базовой технологией.

Таким образом, при оценке климатической технологичности, также как при оценке основных количественных показателей технологичности, сравнение новой технологии ремонта производят с неким условным эталоном, в качестве которого обычно принимают аналогичный техпроцесс, который принято называть базовым. Такой подход позволяет использовать единые показатели (коэффициенты К), которые позволяют учитывать изменения по сравнению с базовым значением. Для вычисления базовых показателей целесообразно использовать метод корреляционных зависимостей [5, 10], который позволяет по имеющимся статистическим данным установить корреляционные связи между показателями качества и показателями технологичности.

Список литературы

1. Технология машиностроения, производства и ремонта подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин: учебник для студентов ВУЗов / под ред. В.А. Зорина. – М.: Издательский центр «Академия». – 2010. – 576 с.
2. Rudskoy A.I., Kodzhaspirov G.E., Kliber J., Apostolopoulos Ch. Advanced metallic materials and processes // *Materials Physics and Mechanics*. 2016. Т. 25. № 1. С. 1-8.
3. Качество машин: Справочник: в 2 т. Т.2 /А.Г. Суслов, Ю.В. Гуляев, А.М. Дальский и др. – М.: Машиностроение. 1995. – 430 с.
4. Лапина Н.В., Баурова Н.И. Особенности обработки деталей машин на технологичность при переходе на новые конструкционные материалы // *Все материалы. Энциклопедический справочник*. 2016. № 1. С. 11-15.
5. Баурова Н.И., Зорин В.А. Технологическая наследственность при производстве деталей машин из полимерных композиционных материалов: монография. – М.: МАДИ, 2018. – 220 с.
6. Петрова А.П., Малышева Г.В. Клеи, клеевые связующие и клеевые препреги: учебное пособие / под общ. ред. Е.Н. Каблова. – М.; ВИАМ, 2017. – 472 с.
7. Syao O, Malysheva G.V. Properties and application of rubber-based sealants // *Polymer Science – Series D*. 2014. 7 (3). pp. 222-227.
8. Nelyub V.A. Method for assessing the chemical reaction between carbon fibre and epoxide binder // *FIBRE Chemistry*. 2015. 47 (1). pp. 40-42.
9. Petrova L.G., Chudina O.V. Methodology of control of structure formation for development of hardening processes // *Metal Science and Heat Treatment*. 2010. Т. 52. № 5-6. P. 219.
10. Баурова Н.И., Зорин В.А. Применение теории графов при описании технологической наследственности // *Технология металлов*. 2018. № 1. С. 42-48.

Приспособление для обеспечения устойчивости измерительного комплекса

Калужский филиал «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», г. Калуга, Россия

Основным мероприятием для контроля технического состояния крановых путей является их комплексное обследование. Повышение безопасности и производительности, а также снижение стоимости работ, связанных с обследованием крановых путей, является актуальной на сегодняшний день задачей. Решение этой задачи может быть достигнуто на основе применения автоматизированных комплексов, позволяющих осуществлять обследование крановых путей дистанционно. Известны несколько исполнений комплексов, предназначенных для обследования крановых путей, например, система лазерной диагностики крановых путей, разработанная в КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Demag LMS, KONE RailQ, ARTIS [1-5].

При прохождении комплекса по крановому пути возникают его колебания, обусловленные динамикой перемещения и различными дефектами рельсов (износ головки рельса, наличие заусенцев, трещин, отметок проскользывания крановых колес и т.д.) [6, 7]. Эти колебания вносят погрешности в работу контрольно-измерительного оборудования. Кроме того, наличие значительных по величине дефектов стыков обуславливает вероятность застревания комплекса или падения его со значительной высоты. Это обуславливает необходимость разработки мероприятий, направленных на обеспечение устойчивости комплекса. В таблице дан перечень способов обеспечения устойчивости в известных измерительных комплексах [1-5].

Таблица 1. Способы обеспечения устойчивости в известных измерительных комплексах [1-5]

Измерительный комплекс			
КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана [1, 2]	LMS Demag [3]	KONE RailQ [4]	ARTIS [5]
Подпружиненные регулируемые рычаги, содержащие боковые ролики вогнутой формы	Регулируемые боковые ролики цилиндрической формы	Расположение центра тяжести ниже уровня головки рельса, регулируемые боковые ролики цилиндрической формы	Регулируемые рычаги, содержащие боковые ролики цилиндрической формы

Проанализируем способы обеспечения устойчивости, применяемые в известных измерительных комплексах [1-5].

Из таблицы видно, что или боковые ролики, или рычаги, на которых они установлены, имеют возможность регулировки. Это необходимо для обеспечения работы комплекса на различных типоразмерах рельсов или иных направляющих, применяемых в составе кранового пути.

В измерительном комплексе [1, 2] использованы боковые ролики вогнутой формы. Такие ролики используют для обеспечения устойчивости различного механизированного путевого инструмента [8, 9]. Ролик огибает головку рельса и на этой основе обеспечивает устойчивость инструмента на железнодорожном рельсе. Крановые рельсы типа КР, в отличие от железнодорожных умеют уменьшенную высоту шейки, в результате чего стыковая накладка проходит непосредственно под головкой рельса. Кроме того, в качестве направляющих, применяемых в составе кранового пути, могут быть использованы различные трубы, прокатные профили и т.д. Таким образом, корректность работы подобных роликов в составе измерительного комплекса вызывает сомнения.

В комплексах [3-5] использованы боковые ролики цилиндрической формы. Точное значение диаметра этих роликов неизвестно, но по имеющимся схемам, фотографиям и видеоматериалам о работе данных комплексов можно предположить, что оно составляет от 25 до 35 мм. При наличии на крановом пути зазора в стыке величиной 15...25 мм велика вероятность того, что комплекс не сможет преодолеть этот дефект. Кроме того, в рассмотренных комплексах [3-5] боковые ролики не имеют устройства прижатия их к рельсу. Это приводит к тому, что в случае местного уменьшения ширины рельса (например, в результате его изнашивания) возникнет зазор между боковыми роликами и рельсом, вызывающий погрешность измерения параметров кранового пути.

Таким образом, ни один из рассмотренных способов обеспечения устойчивости не является наилучшим.

В качестве прототипов при проектировании приспособления для обеспечения устойчивости комплекса были взяты устройство для измерения отклонений рельса, выполненное в виде ножниц, на обоих концах которых установлены пружины и боковые ролики [10] и направляющее роликовое устройство для кранов с раздельной регулировкой расстояния между рельсом и боковыми роликами за счет эксцентрика и шлицев [11].

В результате было разработано устройство, (см. рис.), на которое была подана заявка на полезную модель. Устройство работает следующим образом. Рабочие концы ножниц 4 устанавливаются с помощью угловых регуляторов 9 так, чтобы пружина 6 рукоятей ножниц 5 создавала значительное усилие боковых роликов 3 на боковые поверхности рельса 2. Затем двухколесную ходовую раму двигают по рельсу 2. Противовесы 8 придают устойчивое равновесие двухколесной ходовой раме 1. Ось ножниц 7 удерживает в равновесии верхние и нижние ножницы. В рабочем конце ножниц 4 и рукояти ножниц 5 углового регулятора 9 имеются шлицы. Для изменения

угла наклона рабочего конца ножниц 4 относительно рукояти ножниц 5 отвинчивают гайку 11, снимают рабочий конец 4, поворачивают его на один или несколько шлицев рукояти ножниц 5, затем шлицевой вал 10 фиксируют гайкой 11.

Применение угловых регуляторов с независимой регулировкой усилия прижатия боковых роликов верхних и ножниц позволяет сохранить направление движения контрольно-измерительного оборудования (установленного на двухколесной ходовой раме измерительного комплекса) строго по оси рельса. Это повышает точность измерения отклонения оси рельса и измерения отклонений ширины головки рельса.

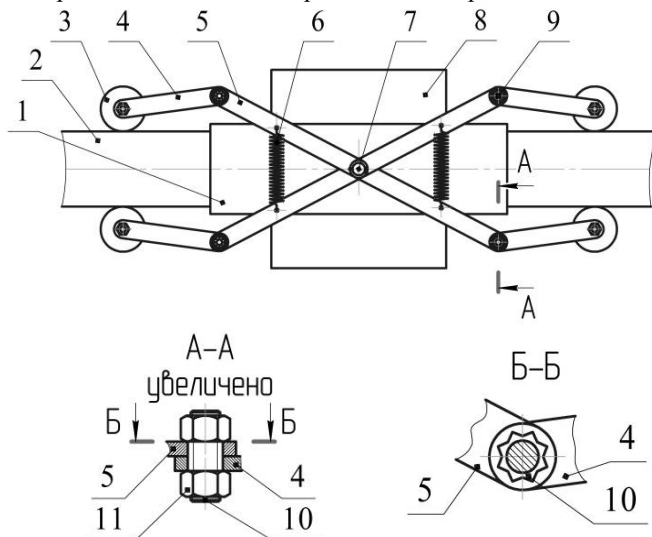


Рис. 1. Устройство для обеспечения устойчивости измерительного комплекса: 1 – двухколесная ходовая рама; 2 – рельс; 3 – боковой ролик; 4 – рабочий конец ножниц; 5 – рукоять ножниц; 6 – пружина; 7 – ось ножниц; 8 – противовес; 9 – угловой регулятор; 10 – шлицевой вал; 11 – гайка

В известной литературе по грузоподъемным машинам приведены следующие типы поверхности катания ходовых колес и боковых роликов: цилиндрическая, коническая, бочкообразная. При этом в зависимости от сочетания параметров ходовых колес или роликов и рельсов контакт может быть точечным и линейным. При точечном контакте контактные напряжения выше, но лучше ходовые свойства (устойчивость к перекосам, отсутствие скольжения и т.д.). При линейном контакте контактные напряжения ниже, но хуже ходовые свойства, а также существует вероятность «затягивания» бокового ролика на рельс. Так как в измерительном комплексе отсутствуют значительные усилия, то была выбрана схема с точечным контактом. Единственной формой боковых роликов, гарантирующей точечный

контакт при любом их положении, является бочкообразная. Поэтому в приспособлении для обеспечения устойчивости разрабатываемого комплекса были использованы бочкообразные ходовые ролики.

Наружный диаметр роликов был выбран на основе проведенного анализа дефектов стыков крановых рельсов. Длина роликов была выбрана исходя и размеров головки рельсов, выполненных по ГОСТ Р 53866-2010 (крановые) и ГОСТ Р 51685-2013 (железнодорожные). Для облегчения массы ролики были выполнены из фторопласта. В центре ролика имеется отверстие для крепления ролика к регулировочной штанге рабочего конца ножниц.

Применение разработанного устройства с независимой регулировкой усилия прижатия боковых роликов позволяет сохранить направление движения измерительного комплекса строго по оси рельса. Это повышает точность измерения дефектов крановых путей.

Список литературы

1. Дмитриев А.А. Метод лазерной диагностики состояния кранового пути // Научно-технические инновации в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе: Мат-лы Регион. науч.-техн. конф. М.: МГТУ им Н.Э. Баумана. 2007. Т. 2. С.46-47.

2. Дмитриев А.А., Кондратенко А.В. Измерительные тележки для диагностики кранового пути // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы: Мат-лы XIII Междунар. науч.-техн. конф. М.: МАДИ (ГТУ). 2009. С. 44-45.

3. Цебоев А.И. Лазерная измерительная система «Mannesman Dematic» // Подъемно-транспортное дело. 2000. №1. С.21

4. Комплекс KONE RailQ. Официальный сайт компании KONE. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.konecranes.ru/servis-i-zapchasti/konsultacionnye-uslugi/proverka-sostoyaniya-kranovyh-putey-railqtm> (дата обращения 15.11.2017).

5. Dennig D., Bureick J., Link J., Diener D., Hesse C., Neumann I. Comprehensive and Highly Accurate Measurements of Crane Runways, Profiles and Fastenings // Sensors. 2017. №17. 1118. doi:10.3390/s17051118

6. Анцев В.Ю., Витчук П.В., Крылов К.Ю. Классификация дефектов и отказов грузоподъемных машин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2015. № 10. С. 121-128.

7. Витчук П.В., Шубин А.А., Крылов К.Ю. Классификация дефектов и отказов башенных и автомобильных кранов // Подъемно-транспортное дело. 2015. № 4-5. С. 38-40.

8. Путевой механизированный инструмент: Справочник / В.М. Бугаенко, Р.Д. Сухих, И.М. Пиковский и др./ Под ред. В.М. Бугаенко, Р.Д. Сухих. –М.: Транспорт. 2000. 368 с.

9. Механизированный путевой инструмент: Учебное иллюстрированное пособие / Н.А. Евсеева, Ю.С. Огарь, И.М. Пиковский и др. – М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на ж.-д. транспорте». 2007. 72 с.

10. Molčan, V. Deformation Surveying of Crane Track. Master's Thesis, Brno University of Technology, Brno, Czech Republic. 2014.

11. Направляющее роликовое устройство для кранов: пат. 2475443 Рос. Федерация: МПК В66С 9/16 / Гольдер М. – № 2010123898/11; заявл. 14.11.2008; опубл. 20.02.2013. Бюл. №5. 2 с.: ил.

Н.В. Лапина, Н.И. Баурова

Оценка технико-экономической целесообразности применения клеев-расплавов при ремонте машин

*Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия*

При эксплуатации дорожно-строительных машин (ДСМ) достаточно часто возникают различные неисправности элементов системы охлаждения двигателя. Помимо естественного износа, наиболее распространенными типами повреждений является разгерметизация в местах соединения трубок и бачков, повреждение швов на трубках, трещины в бачках, повреждения резиновых уплотнителей, а также аварийные повреждения радиатора [1]. В данной работе в качестве объекта исследования для проведения сравнительного технико-экономического анализа различных методов ремонта выбран ремонт трещины радиатора системы охлаждения.

Традиционно ремонт элементов системы охлаждения осуществляют с использованием сварки и пайки [2-3]. Основным недостатком применения сварки и пайки при ремонте ДСМ является повышенная трудоемкость, необходимость наличия специального оборудования и повышенные требования к квалификации исполнителя.

В последние годы при ремонте элементов системы охлаждения ДСМ достаточно широко используются эпоксидные клеи [4-5]. Основными достоинствами применения эпоксидных материалов являются: хорошая герметизация шва, простота и дешевизна способа, хорошая коррозионная стойкость, отсутствие необходимости в нагреве детали, отсутствие чрезмерных напряжений в зоне шва, минимальная трудоемкость. К недостаткам относятся высокие требования к качеству подготовки поверхности, длительное время отверждения, токсичность.

Одним из перспективных методов ремонта элементов системы охлаждения ДСМ, является использование клеев-расплавов [6]. Данные клеи

представляют собой термопластичные материалы, которые в исходном состоянии являются твердыми, далее при нагревании они расплавляются, и при дальнейшем охлаждении снова становятся твердыми. Этот процесс может повторяться множество раз, что позволяет клеевому соединению быть ремонтпригодным.

При этом известно [6-8], что клеи-расплавы по своим деформационно-прочностным свойствам не уступают многим конструкционным клеям (в том числе эпоксидным) традиционно используемым при ремонте элементов системы охлаждения машин, а по технологичности существенно превосходят все традиционные методы ремонта (пайку, сварку и применение терморезактивных клеев).

Себестоимость ремонта деталей обычно составляет 10...40% от стоимости новых [9]. В основу определения стоимости ремонта радиатора закладывается затраченное время и необходимые расходные материалы.

Сборочные операции в машиностроении по трудоемкости составляют около 30% всей трудоемкости изготовления изделий. Если использовать при ремонте элементов системы охлаждения двигателя ремонтные клеевые материалы, то есть возможность исключить операции по разборке и сборке, тем самым уменьшив трудоемкость, и как следствие стоимость ремонта.

При расчете экономической эффективности ремонта изношенной детали или соединения и выбора того или иного вида ремонта, главным показателем является себестоимость восстановления. Этот показатель характеризует совершенство технологии ремонта детали, определяющееся, трудоемкостью процесса и дефицитностью используемых материалов, и рядом других показателей [10].

Общий случай расчета себестоимости восстановления деталей (узлов) (C_B) определяется по формуле [10]:

$$C_B = C_{ид} + C_M + P_{зп} + P_{об} + C_б, \quad (1)$$

где $C_{ид}$ – стоимость изношенной детали, требуемой для восстановления; C_M – стоимость материалов, требуемых для восстановления; $P_{зп}$ – затраты на заработную плату; $P_{об}$ – затраты на содержание и эксплуатацию восстановительного оборудования; $C_б$ – стоимость потерь от брака.

Стоимость ($C_{ид}$) изношенной детали определяется в общем случае по цене металлического лома. Так как нашей задачей является восстановление имеющихся элементов системы охлаждения двигателя, то себестоимость детали можно не принимать во внимание.

Стоимости материалов (C_M), используемых при различных видах ремонта элементов системы охлаждения двигателя, определяются исходя из норм их расхода, рассчитанных с учетом технологических потерь (табл. 1).

Расходы на заработную плату ($P_{зп}$) определяют, учитывая все операции технологического процесса и квалификацию работников, что отражено в трудоемкости ремонта (табл. 2).

Таблица 1. Данные для расчета стоимости материалов, используемых при различных методах ремонта элементов системы охлаждения

Методы ремонта	Вид материала	Цена материала, руб./кг	Количество материала, кг	Стоимость материалов, руб.
Замена радиатора	-	-	-	-
Пайка	Припой (флюс)	2500 (1500)	0,035 (0,01)	102,5
Сварка	Электроды	3500	0,021	73,5
Восстановление склеиванием	Эпоксидные клеи	3000	0,02	60
Восстановление склеиванием	Клеи-расплавы	700	0,03	21

Таблица 2. Данные для расчета стоимости работ, применяемых при различных методах ремонта элементов системы охлаждения

Методы ремонта	Квалификация работника, разряд	Стоимость 1 нормо-часа, руб.	Трудоемкость ремонта радиатора, нормо-час	Стоимость работ по ремонту, руб.
Замена радиатора	2	550	0,55	302,5
Пайка	4	1250	1	1250
Сварка	4	1250	0,85	1062,5
Восстановление эпоксидным клеем	3	1050	0,75	787,5
Восстановление клеем-расплавом	3	1050	0,65	682,5

Расходы ($P_{об}$) на содержание и эксплуатацию восстановительного оборудования в расчете на одну ремонтируемую единицу составляют:

$$P_{об} = P_A + P_Э, \quad (2)$$

где P_A – затраты на амортизацию оборудования; $P_Э$ – затраты на энергетические источники (электроэнергия, газ, пар, сжатый воздух, вода).

Затраты на амортизацию оборудования (P_A) можно рассчитать по формуле:

$$P_A = C_{об} / K_{ре} \quad (3)$$

где $C_{об}$ – стоимость оборудования; $K_{ре}$ – количество восстановленных ремонтных единиц за срок службы оборудования.

Стоимость потерь от брака ($C_б$) принимается в размере 6-7% от общей величины себестоимости.

Расчет себестоимости восстановления элементов системы охлаждения двигателя ДСМ, на примере восстановления повреждения бачка радиатора представлен в таблице 3.

Таблица 3. Стоимость восстановления детали различными методами

Методы ремонта	Замена радиатора	Пайка	Сварка	Ремонт эпоксид- ным клеем	Ремонт клеем- расплавом
Показатель					
С _{и.д.}	45000	-	-	-	-
С _м	-	102,5	73,5	60	21
Р _{зп}	302,5	1250	1062,5	787,5	682,5
Р _{об}	1,28	6,2	25	2,12	5,02
С _б	-	81,5	69,7	50,9	42,5
С _в	45303,8	1440,2	1230,7	900,6	751

Сравнительный анализ трудоемкости и стоимости восстановления радиатора различными методами приведен на рис. 1. За 100% выбрана трудоемкость и стоимость ремонта сваркой, так как данный метод по всем показателям является наиболее дорогостоящим.

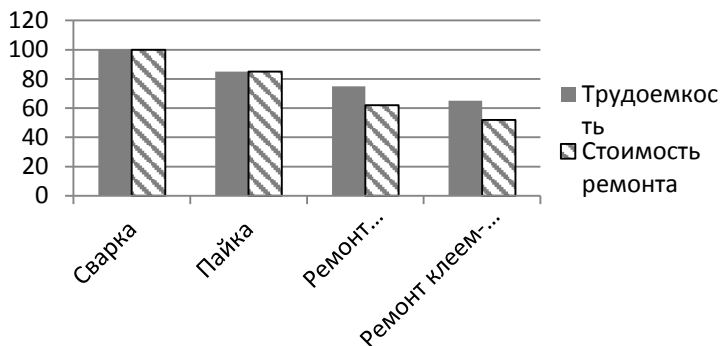


Рис. 1. Сравнительный анализ трудоемкости и стоимости восстановления радиатора различными методами (%)

Таким образом, проведенные расчеты показывают экономическую целесообразность применения клеев-расплавов при проведении ремонта элементов системы охлаждения двигателя дорожно-строительных машин.

Кроме того, при использовании клеев-расплавов полностью отсутствуют отходы, они экологически безопасны и позволяют полностью автоматизировать процесс склеивания.

Список литературы

1. Власов В.М. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебник для студентов учреждений среднего профессионального образования. – М.: Издательский центр «Академия». 2006. – 480 с.
2. Кононенко А.С., Киселев Р.В. Устранение течи радиатора охлаждения двигателя внутреннего сгорания: учебник // Вестник МГАУ имени В.П. Горячкина. 2004. № 1. С. 40-42.
3. Технология машиностроения, производства и ремонта подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин: учебник для студентов ВУЗов / под ред. В.А. Зорина. – М.: Издательский центр «Академия». 2010. – 576 с.
4. Петрова А.П., Малышева Г.В. Клеи, клеевые связующие и клеевые препреги: учебное пособие / под общ. ред. Е.Н. Каблова. – М.; ВИАМ. 2017. – 472 с.
5. Зорин В.А., Серёгин Д.В. Перспективы применения неметаллических материалов при производстве дорожно-строительных машин // Механизация строительства. 2015. № 7 (853). С. 4-7.
6. Лапина Н.В., Баурова Н.И. Перспективы применения термопластичных материалов при ремонте элементов системы охлаждения машин // Механизация строительства. 2015. № 4 (850). С. 44-47.
7. Гриб В.В., Зорин В.А., Баурова Н.И. Определение ресурса деталей машин, изготовленных из полимерных композиционных материалов, по совокупности показателей // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2018. № 4. С. 13-19.
8. Баурова Н.И. Имитационное моделирование напряженно-деформированного состояния клеевого соединения // Клеи. Герметики, Технологии. 2008. № 8. С. 28-31.
9. Зорин В.А., Севрюгина Н.С. Развитие теории и практики обеспечения технической и технологической безопасности транспортных средств // В сборнике: Информационные технологии и инновации на транспорте материалы 2-ой Международной научно-практической конференции. Под общей редакцией А.Н. Новикова. 2016. С. 294-305.
10. Арутюнова Г.И. Экономическая теория: учебник / Г.И. Арутюнова. – М.: Международные отношения. 2010. – 368 с.

Устройство для нанесения пропитки дорожного полотна

Казанский государственный архитектурно-строительный университет
г. Казань, Россия

В данной работе предлагается универсальное устройство для нанесения пропитки для дорожного полотна. Оборудование состоит из рамы, форсунок для пропитки, форсунок для подачи воздуха, а так же поворотной части для большей маневренности.

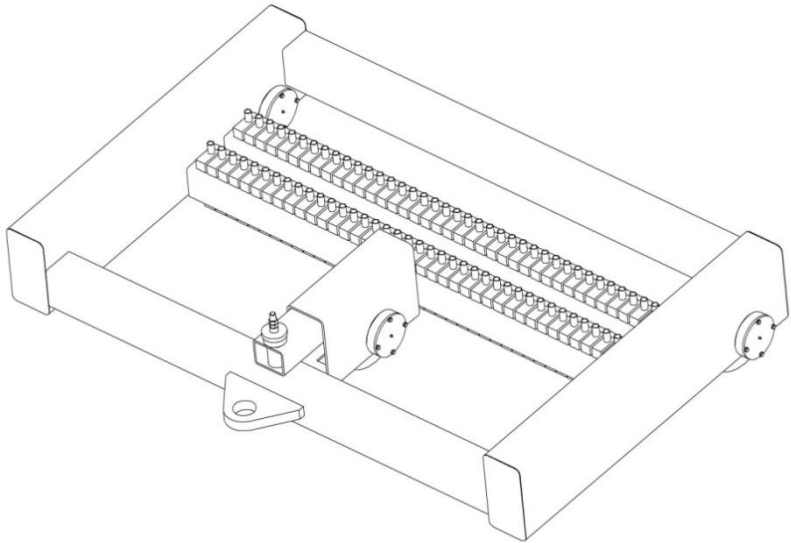


Рис.1. Рабочее оборудование машины

Для работы понадобится основная машина, на которой будут установлены баки с пропиткой а так же насосы высокого давления, а так же компрессоры для подачи воздуха [3].

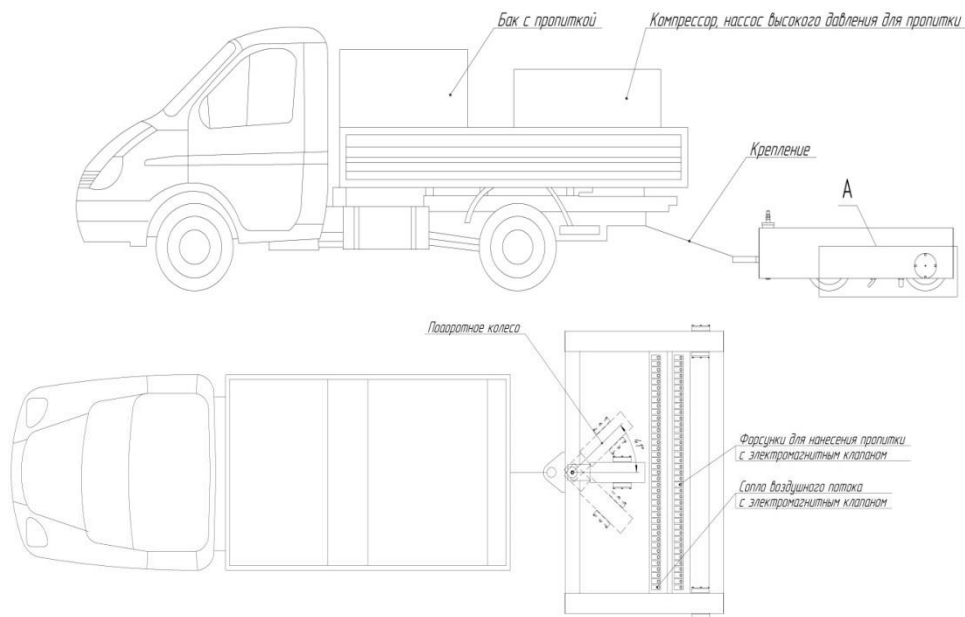


Рис. 2. Общий вид машины

На рисунке видно, что оборудование крепится к машине «креплени-ем». В данном случае «креплением» является жесткая сцепка.

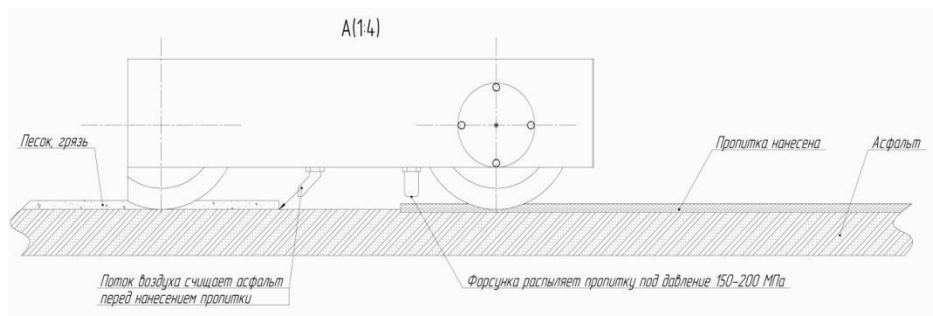


Рис. 3. Крепление машины для пропитки дорожного полотна

Принцип работы устройства. Из компрессора с машины сопровожде-ния, подается через шланги поток воздуха на форсунки для обдува асфаль-та [4]. Тем самым асфальт очищается, перед тем как будет нанесена про-питка.

Насосы высокого давления забирают пропитку с бака для пропитки. Подают пропитку на форсунки для ее нанесения под давлением 150-200 МПа. Выбрав правильную скорость и подачу, пропитка проникает в микро-трещины и закупоривает их [5].

Работы по устройству покрытий и оснований способом пропитки битумом или дегтем следует производить в следующем порядке: распределение основной (фракции щебня; уплотнение катком массой 6 - 8 т (5 - 7 проходов по одному следу); розлив 50 % вяжущего от общего расхода; распределение расклинивающей фракции щебня; уплотнение катком массой 10 - 13 т (2 - 4 прохода по одному следу); розлив 30 % вяжущего от общего расхода; распределение второй расклинивающей фракции щебня; уплотнение катком массой 10 - 13 т (3 - 4 прохода по одному следу); розлив 20 % вяжущего; распределение замыкающей фракции щебня; уплотнение катком массой 10 - 13 т (3 - 4 прохода по одному следу).

При устройстве поверхностной обработки в качестве вяжущих используют вязкие битумы, битумы с добавками дегтей, битумы и дегти с добавками полимеров, битумные эмульсии.

Вяжущее обеспечивает гидроизоляцию покрытия, приклеивание каменного материала к покрытию или основанию и соединение щебенки в единый слой.

Марку битума выбираем по ГОСТ 22245-90 с учетом дорожно-климатической зоны: для I – БНД 90/130 и БНД 130/200, для II и III – БНД 60/90, БНД 90/130, БНД 130/200, БН 60/90, БН 90/130 и БН 130/200, для IV и V – БНД 60/90, БНД 90/130, БН 60/90 и БН 90/130.

Битум должен выдерживать испытание на сцепление со щебнем, используемым для устройства поверхностной обработки. При неудовлетворительном сцеплении битума со щебнем следует использовать добавки соответствующих ПАВ или производить предварительную обработку щебня дегтем или смесью битума с дегтем.

В качестве каменноугольных дегтей применяют марку Д-5, Д-6 или Д-7 по ГОСТ 4641-80 и использоваться на автомобильных дорогах не выше III категории. На участках дорог, проходящих по населенным пунктам, применение каменноугольных дегтей не разрешается.

При устройстве поверхностной обработки на дорогах с интенсивностью движения свыше 3000 авт/сут., с движением преимущественно грузовых автомобилей, также в районах с резко континентальным климатом применяют битум и деготь с добавками полимеров. Дегтеполимерное вяжущее используют на дорогах не выше II категории.

Список литературы

1. Махмутов М.М., Сахапов Р.Л. Расчет размера платы за проезд по платным дорожным объектам: сборник научных трудов международной

конференции 7.04, изд-во: Сибирский Федеральный университет, Красноярск, 2016, 76-81 с.

2. Мухаметшина Р.М. Отказы дорожно-строительных машин по параметрам коррозии / Известия КГАСУ, 2013, № 4 (26).–Казань, изд-во КГАСУ. – С. 403-408.

3. Сахапов Р. Л., Габдуллин Т. Р., Загретдинов Р. В. Моделирование систем управления дорожно-строительной техникой // Известия Самарского научного центра РАН. 2014. т.16. № 1 (2). С. 394-396.

4. Сахапов Р.Л., Махмутов М.М., Земдиханов М.М., Фазылов М.А. Расчет устройства для демаркировки дорожной разметки // Известия КГАСУ, № 3, Казань, 2016, 250-254 с.

5. Sakhapov R.L., Nikolaeva R.V., Gatiyatullin M.H., Makhmutov M.M. Modeling the dynamics of the chassis of construction machines. Journal of Physics: Conference Series. 2016. Т. 738. № 1. С. 012119.

Д.С. Межуев

Буровой раствор как средство повышения эффективности бурения

*Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова, г. Белгород, Россия*

Большинство установок горизонтально-направленного бурения (ГНБ) работает с буровым раствором. В качестве бурового раствора может применяться вода, однако в большинстве случаев используются растворы на основе бентонита или полимеров. Бентонит - минерал природного происхождения, который при смешивании с водой создает глиняную массу. Нормальный буровой раствор представляет собой суспензию из воды и бентонита (высококачественной глины), а также, в случае необходимости, натуральных присадок, улучшающих технологические свойств [1–7].

При бурении вращательным способом в скважине постоянно циркулирует поток жидкости, которая рассматривалась только как средство для удаления продуктов разрушения (шлама). В настоящее время она воспринимается, как один из главных факторов обеспечивающих эффективность всего процесса бурения.

При проведении буровых работ циркулирующую в скважине жидкость принято называть - буровым раствором или промывочной жидкостью.

Буровой раствор кроме удаления шлама должен выполнять другие, в равной степени важные функции, направленные на эффективное, экономичное, и безопасное выполнение и завершение процесса бурения. По этой

причине, состав буровых растворов и оценка его свойств, становится темой большого объема научно-практических исследований и анализа [8–15].

Условия бурения с применением буровых промывочных жидкостей в процессе бурения нарушается равновесие пород, слагающих стенки скважин.

Устойчивость стенок зависит от исходных прочностных характеристик горных пород, их изменения во времени под действием различных факторов. Большая роль здесь принадлежит процессу промывки и промывочному агенту. Основная задача промывки – обеспечение эффективного процесса бурения скважин, она включает в себя сохранение, как устойчивости стенок скважин, так и керна.

В условиях, когда нарушена целостность породы, большую роль играет горное давление. В приствольной части скважины оно проявляется как в вертикальном, так и в горизонтальном направлении. Боковое давление является следствием вертикального и вызывает касательные напряжения, способствующие выпучиванию пород, сужению ствола и обвалообразованию. Величина касательных напряжений зависит не только от горного давления, но и от давления промывочной жидкости.

Буровой раствор имеет ряд функций:

1. Удаление продуктов разрушения из скважины;
2. Охлаждение породоразрушающего инструмента и бурильных труб;
3. Удержание частиц выбуренной породы во взвешенном состоянии;
4. Создание гидростатического равновесия в системе "ствол скважины - пласт";
5. Сохранение проницаемости продуктивных горизонтов;
6. Перенос энергии от насосов к забойным механизмам;
7. Обеспечение проведения геофизических исследований;
8. Предохранение бурового инструмента и оборудования от коррозии и абразивного износа;
9. Закупоривание каналов с целью снижения поглощения бурового раствора и водопритоков;
10. Предотвращение газо-, нефте-, водо проявлений;
11. Снижение коэффициента трения.

В практике бурения в качестве буровых растворов используются:

- 1) вода;
- 2) водные растворы;
- 3) водные дисперсные системы на основе:
 - добываемой твердой фазы (глинистые, меловые, сапропелевые, комбинированные растворы);
 - жидкой дисперсной фазы (эмульсии);
 - конденсированной твердой фазы;
 - выбуренных горных пород (естественные промывочные жидкости);
- 4) дисперсные системы на углеводородной основе;

5) сжатый воздух.

В исключительных условиях для промывки скважин используются углеводородные жидкости (дизельное топливо, нефть);

Все дисперсные системы с твердой фазой могут быть с малым (до 7%), нормальным (до 20 – 22%) и повышенным содержанием (более 20 – 22%) твердой фазы.

Буровые растворы в определенных условиях могут искусственно насыщаться воздухом и переходят в категорию аэрированных. В воде и водных растворах воздух в зависимости от его содержания может выступать в качестве дисперсной фазы или дисперсионной среды. В последнем случае промывочные жидкости называют пенами.

По назначению буровые растворы подразделяются на:

1) жидкости для нормальных геологических условий бурения (вода, некоторые водные растворы, нормальные глинистые растворы);

2) жидкости для осложненных геологических условий бурения.

Буровой раствор не может в одинаковой мере выполнять все функции. И главное не всегда это необходимо.

Поэтому для конкретных условий бурения определяется набор основных функций бурового раствора и те свойства, которые обеспечат их выполнение. Задаче получения заданных свойств должны быть подчинены все работы по подбору рецептур (состава) раствора и их регулированию. При этом необходимо сохранить на приемлемом уровне остальные параметры промывочного агента.

В процессе бурения буровой раствор взаимодействует с разбуриваемыми породами, пластовыми водами, подвергается воздействию механических нагрузок, температуры, давления, атмосферного воздуха, осадков. В нем происходят внутренние процессы, связанные с ослаблением электрических зарядов на частицах и старением составляющих компонентов. Все это приводит к ухудшению свойств раствора, он теряет способность выполнять необходимые функции.

Поэтому в процессе бурения требуется восстанавливать и поддерживать его необходимые свойства.

Нередко чередование пород в геологическом разрезе вызывает необходимость в изменении некоторых функций бурового раствора. Поэтому, если можно не заменять раствор, его свойства регулируют в процессе бурения на подходе к соответствующему интервалу.

Таким образом, необходимость в регулировании свойств бурового раствора возникает в следующих случаях:

1. при приготовлении - для получения раствора с заданными свойствами;

2. в процессе бурения - для поддержания требуемых функций;

3. в процессе бурения - для изменения параметров применительно к изменяющимся геологическим условиям.

Свойства бурового раствора регулируют:
химической обработкой (путем введения специальных веществ - реагентов);
физическими методами (разбавление, концентрирование, диспергация, утяжеление, введение наполнителей);
физико-химическими методами (комбинация перечисленных методов).

Список литературы

1. Lozovaya S.Y., Lozovoyv N.M., Uvarov V.A., Ryadinskaya L.V., Sharapov R.R. Studying changes in design and technological parameters of the grinding and mixing devices with cylindrical working chambers deformable in cross section // International Journal of Pharmacy and Technology. 2016. Т. 8. № 4. С. 24733-24747.
2. Sharapov R., Капырин P., Lozovaya S., Yadykina V., Agarkov A. Research dedusting efficiency of the inertial hub with adjustable parameters // MATEC Web of Conferences 5. Сер. "5th International Scientific Conference "Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPICSE 2016" 2016. С. 03007.
3. Sharapov R.R., Ovsyannikov Yu.G., Boychuk I.P., Agarkov A.M., Prokopenko V.S. Research of aerodynamics of recirculation systems with forced aspirated air // International Journal of Applied Engineering Research. 2015. Т. 10. № 21. С. 42707–42713.
4. Telichenko V.I., Sharapov R.R., Lozovaya S.Y., Skel V.I. Analysis of the efficiency of the grinding process in closed circuit ball mills // MATEC Web of Conferences 5. Сер. "5th International Scientific Conference "Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPICSE 2016" 2016. С. 04040.
5. Агарков А.М. Двумерные уравнения динамики потока воздуха в концентраторе // Интерстроймех – 2015 материалы международной научно-технической конференции. Казанский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 7–11.
6. Агарков А.М. Направления совершенствования конструкций циклонных аппаратов // Эпоха науки. 2015. № 4. С. 89.
7. Теличенко В.И., Прокопенко В.С., Шарапов Р.Р., Бойчук И.П. Моделирование осаждения цемента в технологической системе замкнутого цикла с рециркуляцией // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 11. С. 5-8.
8. Теличенко В.И., Шарапов Р.Р., Скуль В.И., Харламов Е.В. Анализ эффективности процесса измельчения в шаровых мельницах замкнутого цикла // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 11. С. 13-17.

9. Уваров В.А., Шарапов Р.Р., Харламов Е.В. Обоснование кривой разделения воздушного сепаратора // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 9. С. 13-15.

10. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Агарков А.М., Харламова В.В. Моделирование и расчет магнитной системы сепаратора кипящего слоя // Механизация строительства. 2018. Т. 79. № 1. С. 34–40.

11. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Харламова В.В., Прокопенко В.С. Сепаратор кипящего слоя для разделения минерального сырья // Интерстроймех - 2015 материалы международной научно-технической конференции. Казанский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 214-220.

12. Шарапов Р.Р., Прокопенко В.С., Агарков А.М., Бойчук И.П. Кинетика процесса разделения продукта в замкнутой системе с рециркуляцией // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 8. С. 47–51.

13. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Агарков А.М. Влияния объема аспирируемого воздуха инерционного концентратора на эффективность пылеулавливания // Механизация строительства. 2017. Т. 78. № 11. С. 26–29.

14. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Агарков А.М. К вопросу об разрушении материалов // Механизация строительства. 2017. Т. 78. № 11. С. 5–8.

15. Шарапов Р.Р., Харламов Е.В., Капырин П.Д. К определению положения мелющей загрузки в шаровой мельнице // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 8. С. 52-55.

И.С. Нефёлов, Н.И. Баурова

Изготовление дополнительных ремонтных деталей с использованием аддитивных технологий

Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет (МАДИ), г. Москва, Россия

В ходе жизненного цикла машин их детали могут подвергаться восстановлению для поддержания работоспособного состояния механизма. Условно процессы восстановления можно разделить на две группы: восстановление без добавления материала и с добавлением материала. В большинстве случаев стоимость таких видов ремонта деталей не превышает 50% стоимости их изготовления. За счет этого достигается большая экономия материала и энергетических ресурсов.

В данной работе рассматривается возможность применения аддитивных технологий при ремонте деталей машин. Так как сами аддитивные технологии основаны на добавлении материала, то среди многообразия методов ремонта выделим метод восстановления путем установки допол-

нительной ремонтной детали (ДРД). Он заключается в предварительной обработке изношенной поверхности и установке заранее изготовленной детали.

Из всего многообразия аддитивных технологий наиболее оптимальным для решения данной задачи является метод FDM (fused deposition modeling) печати, заключающийся в послойном наплавлении пластиковой нити [1-3].

Основной идеей применения FDM-технологии при ремонте методом ДРД является создание электронной модели поврежденного участка детали, ее печать и последующий монтаж на механически обработанную поверхность. В общем виде последовательность операций процесса восстановления состоит из следующих этапов [4]:

- очистка детали от загрязнений;
- дефектация детали;
- создание 3D-модели поврежденного участка;
- механическая обработка детали;
- уточнение 3D-модели;
- выбор технологических режимов 3D-печати;
- 3D-печать ДРД;
- нанесение клеевого состава;
- установка ДРД на деталь;
- контроль качества.

В качестве восстанавливаемой детали в данной работе была выбрана вал-шестерня зубчато-ременной передачи, у которой в процессе эксплуатации произошло разрушение зубьев, изготовленных из пластмассы.

При дефектации детали проводится определение материала поврежденного участка для того, чтобы при печати подобрать аналогичное или максимально похожее по своим характеристикам сырье для 3D-печати [5]. В данном случае был выбран ABS пластик.

Создание 3D-модели осуществлялось на основе результатов замеров неповрежденной части зубьев. Были измерены следующие параметры: количество зубьев ведомого колеса, диаметр колеса, ширина зубчатого зацепления, размеры профиля зуба.

Для восстановления правильной геометрической формы посадочного места под ДРД, вал-шестерня была установлена на токарный станок и подвергнута токарной обработке. Базирование производилось по центровым отверстиям. При этом неповрежденная часть зубьев была удалена, так как угловое положение зубьев относительно оси вала никак не регламентируется для данной конструкции вал-шестерни.

Так как механическая обработка происходит до полного удаления дефектного слоя по всей посадочной поверхности по ДРД, то по окончании токарной операции требуется провести дополнительные замеры внешней цилиндрической поверхности для дальнейшего внесения уточнений в 3D-

модель. Изменения по диаметру посадочного отверстия следует делать с учетом величины термического усаживания используемого материала. Для ABS пластика усадка может составлять до 1%.

Перед началом печати цифровая модель ДРД загружается в программу-слайсер, в которой задаются параметры технологического режима 3D-печати, расположение детали на печатном столе, устанавливаются поддерживающие конструкции. Следует особое внимание обратить на параметры технологического режима, так как во многом именно от них зависят прочностные и структурные характеристики получаемого материала [6-8].

Основными изменяемыми параметрами режима изготовления детали являются следующие характеристики 3D-печати [8-9]:

- скорость печати;
- высота слоя;
- модификатор подачи;
- процент заполнения.

Изменение скорости печати в значительной степени влияет на структуру материала. Так, при малой скорости (15 мм/с) структура имеет незначительные поры, вызванные особенностями 3D-печати. С увеличением скорости размер пор значительно увеличивается.

Толщина слоя печати в первую очередь влияет на слоистость структур. Чем больше толщина слоя, тем более различимы отдельные нити в слое. Уменьшение толщины слоя приводит к увеличению количества пор и одновременному уменьшению их размера в материале [9].

Модификатор подачи (коэффициент подачи) задается программным способом перед началом формирования задания на печать. При коэффициенте меньше 1, размер пор увеличивается, а при его величине больше 1 размеры пор уменьшаются.

Изменение процента заполнения позволяет облегчить деталь. Но чем меньше процент заполнения, тем более крупные поры формируются в материале. Это формирование происходит путем математической обработки детали на стадии проектирования задания на печать [9].

Печать ДРД производилась на FDM 3D-принтере Magnum Creative 2 Pro. С учетом проведенных исследований [9] были выбраны наиболее оптимальные параметры печати, их значения приведены в таблице 1. Выбор таких параметров печати обусловлен тем, что шестерня работает в условиях повышенных нагрузок и постоянного трения. Проведение печати при таких режимах позволит получить деталь с высокими прочностными характеристиками.

Таблица 1. Параметры печати ДРД

Параметр	Величина
Материал	ABS
Температура:	
- экструдера:	235°C
- стола:	105°C
Толщина слоя	0,05 мм
Скорость печати	45 мм/с
Заполнение	100%
Модификатор подачи	105%

Так как модель ДРД создается с учетом усадки материала, то при установке ее на восстанавливаемую деталь образуется посадка с натягом. С учетом того, что при 3D-печати образуются отклонения от цилиндричности детали (огранка), то в качестве фиксирующего состава следует применять силиконовый клей-герметик, который предварительно наносится на обработанную поверхность детали.

Контроль качества заключается в проверке полноты полимеризации клеящего состава путем неразрушающего контроля, а также геометрических размеров зацепления и полноты прилегания зубчатого ремня к профилю зубьев [10].

Таким образом, восстановление деталей машин и механизмов с использованием аддитивных технологий является перспективным направлением развития промышленности. Формирование структуры детали, изготовленной при помощи аддитивных технологий возможно на стадии проектирования задания на печать. При этом следует учитывать технологические особенности процесса 3D-печати: есть параметры, влияющие на структуру всей детали в целом, и параметры, изменяющие лишь определенные элементы детали. Грамотный подбор параметров печати позволит создавать детали с требуемыми эксплуатационными свойствами.

Список литературы

1. Зленко М.А., Попович А.А., Мутьлина И.Н. Аддитивные технологии в машиностроении. Учебное пособие. - Санкт-Петербург, СПбГУ, 2013. - 221 с.
2. Валетов В. А. Аддитивные технологии (состояние и перспективы). Учебное пособие. – СПб.: Университет ИТМО. 2015. – 63с.
3. Нефёлов И.С., Баурова Н.И. Особенности изготовления резьбовых поверхностей в деталях, полученных методами 3d-печати // Технология металлов. 2017. № 7. С. 33-36.
4. Зорин В.А., Тимченко М.И. Применение аддитивных технологий при изготовлении деталей машин // Механизация строительства. 2018. Т. 79. № 1. С. 5-8.

5. Зорин В.А., Штефан Ю.В., Тимченко М.И. Оценка рисков отказов при создании деталей машин из композиционных материалов // Механизация строительства. 2018. Т. 79. № 3. С. 13-18.
6. Нефелов И.С., Баурова Н.И. Анализ дефектов деталей дорожных машин, изготовленных методами 3d-печати // В сборнике: ИНТЕРСТРОЙ-МЕХ-2016 (International building technics-2016) Материалы Международной научно-технической конференции. – М.: НИ МГСУ, 2016. С. 204-207.
7. Павлов А.П. Полухин Е.В. Методы обеспечения эффективности работоспособности 3D-принтеров в производственных условиях // Ремонт, восстановление, модернизация. 2017. №3. С. 16-20.
8. Evans Brian. Practical 3D Printers: The Science and Art of 3D Printing. - Apress. 2012. 332 p.
9. Нефёлов И.С., Тимченко М.И., Баурова Н.И., Зорин В.А. Исследование влияния технологических режимов 3d-печати на прочностные параметры деталей // Механизация строительства. 2018. Т. 79. № 2. С. 25-30.
10. Рудской А.И., Попович А.А., Григорьев А.В. Композиционные материалы и покрытия: учеб. пособие. – СПб. 2017. 223 с.

В.А. Судакова

Диагностирование механических трансмиссий на приводном стенде импульсным способом

Белорусско-российский университет, г. Могилев, Беларусь

Современные автомобили оснащены бортовыми системами управления и диагностики. Их работа сопровождается обработкой большого объема информации, поступающей от датчиков состояния различных элементов двигателя и систем автомобиля. Это дает возможность осуществить диагностику трансмиссии, используя встроенные датчики бортовой системы и имеющиеся стационарные тормозные стенды. Доступ к информации от датчиков бортовой системы имеется через диагностический разъем, протокол обмена информацией у которого регламентирован европейским стандартом EOBD.

Техническое состояние механических трансмиссий оценивается величиной износа боковых поверхностей зубьев коробки передач и главной передачи. Этот износ регламентируется величиной суммарного углового зазора, который прописывается в эксплуатационной документации. Но на величину суммарного углового зазора влияет не только износ боковых поверхностей зубьев, но и регулировка главной передачи. Поэтому, при диагностике трансмиссии необходимо разделять коробку передач и главную передачу.

Для диагностики трансмиссии по суммарному угловому зазору можно использовать силовые роликовые стенды, способные реверсировать приводные ролики. Такие стенды производятся как в России (КИ – 4856, СТМ – 8000), так и многими известными фирмами (например, американской фирмой "Burke E Porter", немецкой фирмой МАНА и др.). Общий вид одного из них показан на рисунке 1 [1].

Для определения суммарного углового зазора на стенде необходимо подать на трансмиссию тестовое воздействие при неработающем двигателе. Тестовым воздействием будет реверсирование роликов стенда. Это значит, что к ведущим колесам подводится вращающий момент от роликов стенда сначала в одну сторону, до выбора зазора одного направления, затем в другую, до повторного выбора зазора, т. е. стенд реверсируется.

Для определения величины суммарного углового зазора отдельно в коробке передач на каждой ступени и трансмиссии в целом, необходимы маркеры начала и конца выбора зазора.

При диагностировании трансмиссии по суммарному угловому зазору импульсным способом, на точность измерения будет влиять частота считывания текущих значений угла поворота ведущего вала. В качестве маркеров можно использовать датчики углового положения валов, например, фотоэлектрические энкодеры, уровень выходного сигнала которых всегда постоянен и не зависит от скорости. Однако, фотоэлектрические энкодеры имеют приводные валы, из-за чего возникают трудности установки датчиков на входном и выходном валах коробки передач и ступице колеса.



Рис. 1. Роликовый тормозной стенд для грузовых автомобилей с максимальной нагрузкой на ось до 18 т IW 7/E немецкой фирмы «МАНА»

Лучшим решением для данных условий является использование оптических датчиков работающих по методу отражения, которые предназначены для дистанционного измерения скорости и считывания штрих – кодов. Такие датчики удобны для генерирования сигнала углового положения

входного вала коробки передач и выходного сигнала со ступицы колеса, с помощью растровых лент или дисков [2]. Их принцип работы показан на рисунке 2. Они интегрируют в одном корпусе инфракрасный (ИК) излучатель и ИК фотоприемник.



Рис. 2. Принцип работы оптического датчика скорости, работающего по методу отражения

Для получения сигнала с выходного вала коробки передач машины можно применять и оптический датчик меток, если метки располагать на торце фланца карданного вала. Он представляет собой лазерный излучатель, направляемый на ленту с метками, от которой отраженный сигнал регистрируется приемником, находящимся в этом же корпусе. Данный датчик может считывать до 10000 меток в секунду и располагаться на расстоянии до 40 мм, что вполне достаточно для определения углового положения карданного вала на выходе коробки передач. Датчик оптических меток будет располагаться под машиной непосредственно возле карданного вала, дистанционно считывая метки, которые будут нанесены на ленте, закрепленной вокруг фланца кардана. Общий вид такого датчика показан на рисунке 3.



Рис. 3. Оптический датчик меток КТ5-2

После реверсирования движения сигнал с датчика на входном валу коробки передач будет отсутствовать некоторое время, из-за наличия угловых зазоров в зубчатых зацеплениях, а на входе, со ступицы колеса будут подсчитываться опорные импульсы за тот промежуток, пока не появятся импульсы с датчика на входном валу коробки передач. По количеству опорных импульсов можно судить о величине суммарного углового зазора в трансмиссии.

Для проверки возможности реализации импульсного способа на силовом роликовом стенде импульсной системы диагностирования механической трансмиссии, например, автомобиля ЗИЛ-5301 «Бычок» разработана схема диагностирования этой трансмиссии на роликовом стенде, с учетом изложенного выше (рисунок 4) [3].

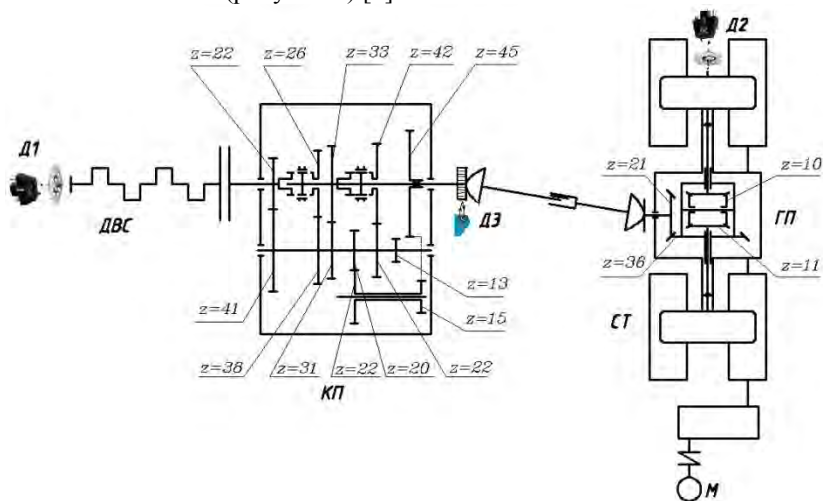


Рис. 4. Схема диагностирования механической трансмиссии автомобиля ЗИЛ-5301 на барабанном стенде

Алгоритм определения суммарного углового зазора в зубчатых зацеплениях трансмиссии при диагностировании ее импульсным способом на силовом роликовом стенде при неработающем двигателе поясняется рисунком 5. Производится вращение роликов стенда в одну сторону до выбора зазоров в зубчатых зацеплениях от произвольного положения. Показания датчиков (участок “начальная фаза”) отражают начальные значения опорного и выходных сигналов (расположение их см. на рисунке 4). После этого стенд выключают (участок “останов”). Затем производится реверсирование вращения роликов (участок “реверс”) до появления сигнала с выходного вала (датчик Д1), при котором происходит выбор суммарных зазоров в коробке передач $\Delta\varphi_{КП}$, в главной передаче $\Delta\varphi_{ГП}$ и во всей транс-

миссии $\Delta\varphi$. Показания датчиков накапливаются на плате сбора данных, и с помощью ПЭВМ производится определение величин суммарных угловых зазоров, по соотношению количества импульсов опорного сигнала за период тестового воздействия к количеству импульсов опорного сигнала за один оборот входного вала [4]. При этом в качестве опорного сигнала можно использовать импульсный датчик системы АБС, устанавливаемый на ведущих колесах или внешний оптический датчик.

Для выбора роликового стенда для диагностирования трансмиссии, необходимо чтобы привод роликов был реверсивным. Мощность привода существенного значения не имеет, т. к. для выбора суммарных угловых зазоров в трансмиссии затраты мощности незначительны. Если мощность стенда значительная, происходит поворот коленчатого вала двигателя, и выходной сигнал с датчика Д1 будет импульсным, если нет, то импульсов не будет.

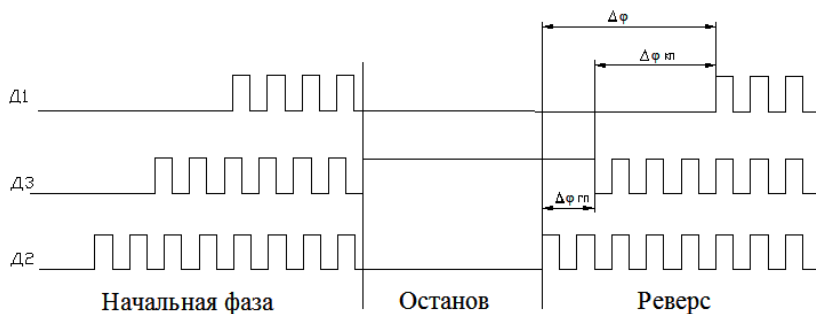


Рис. 5. Схема изменения количества опорных импульсов в каждом выходном при выборе суммарного углового зазора

Диагностирование трансмиссии по параметрам суммарного углового зазора в зубчатых зацеплениях на силовом роликовом стенде импульсным способом удобно тем, что находящаяся в эксплуатации машина не требует доработки узлов, где должны быть установлены датчики. Однако воспользоваться им можно только для машин с механической трансмиссией. Использование таких стендов для машин с гидромеханической трансмиссией не возможно, т.к. при неработающем двигателе кинематическая связь в трансмиссии нарушается, т.к. фрикционы не замкнуты.

Список литературы

1 Boulter, P., McCrae, I., Joumard, R., Andre, M., Keller, M., Sturm, P., Hausberger, S., et. Ali. (2007). ARTEMIS: Assessment and reliability of transport emission models and inventory systems – Final Report, Deliverable

Commission Europeenne. Crowthorne, UK: TRL, TRL Report UPR/IE/044/07, 333 p.

2 Мельников, А. А. Управление техническими объектами автомобилей и тракторов. Системы электроники и автоматики / А. А. Мельников. – М. : Академия, 2003. – 376 с.

3 Максименко, А.Н. Диагностика строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин: учеб. пособие / А.Н. Максименко, Г.Л. Антипенко, Г.С. Лягушев. - СПб.: БХВ-Петербург, 2008. - 302с.

4 Руководство по ремонту и каталог деталей. Автомобиль ЗИЛ-5301 «Бычок» и его модификации. – М. : Арго-книга, 1999. – С. 166.

РАЗДЕЛ IV. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПОДГОТОВКИ ИНЖЕНЕРНЫХ КАДРОВ В ОБЛАСТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ, ДОРОЖНЫХ, ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ И КОММУНАЛЬНЫХ МАШИН

Ю.А. Веригин, Я.Ю. Веригина

Адаптация курса «механизация и автоматизация строительства» к стандарту фгос 3++ (презентация учебного пособия «механизация технологических процессов строительства», «строительные машины и оборудование»)

Алтайский государственный технический университет
им. И.И. Ползунова, г. Барнаул, Россия

Алтайский край, равно как и вся Российская Федерация остро нуждается в специалистах с высшим образованием. К сожалению выпускники университета не всегда показывают требуемый уровень знаний, умений, навыков и компетенций, требуемых в практической деятельности. Поэтому повышение качества высшего образования является одной из главнейших задач высшей школы.

В первую очередь эта задача посвящается повышению качества учебной литературы по специальным дисциплинам при сохранении затрат или сохранения качества за счёт сокращения расходов на образование. Сочетания подобных вариантов предусматривают повышение производительности труда преподавателей через увеличение педагогической нагрузки. Подобную реальность мы имеем в настоящий период, что непременно приведёт к сокращению профессорско-преподавательских работников и учебно-вспомогательного персонала вуза.

Для реализации подобной ситуации нам представляются федеральные государственные образовательные стандарты (ФГОС), содержащие совокупность обязательных требований к образованию определённого профессионального уровня, специальности и направления подготовки выпускников.

ФГОС-ы утверждаются федеральным органом государственной власти, осуществляющим функции по выработке государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере образования.

На сегодняшний день образовательные стандарты высшего образования РФ имеют три поколения, постоянно совершенствуются и сегодня мы

имеем стандарты ФГОС 3++ направляющие организацию учебного процесса высшей школы на практико-ориентированный характер с определённой значимостью научно-исследовательских направлений, обеспечивающих интеграцию производственных образовательных структур.

Общепринято, что традиционно преподавание учебной дисциплины ведётся в следующих формах: - лекция, т.е. научно-обоснованное и логически систематизированное изложение конкретной тематики, иллюстрированное средствами наглядности.

Получив теоретические знания по изучаемой дисциплине, студент закрепляет их на семинарах или практических занятиях методом репродуктивного обучения, взаимосвязывающего теорию и практику, способствуя выработке у обучающихся умений и навыков использования полученных знаний на лекциях и в ходе самостоятельной подготовки.

Лабораторные занятия призваны развить умения к самостоятельной деятельности с целью углубленного закрепления теоретических знаний и развить навыки самостоятельной экспериментально-практической деятельности.

Отзанимавшись в аудитории 90 минут по какой-то дисциплине, студент должен в соответствии с учебным планом к следующему занятию в течении например 1 часа прозаниматься самостоятельно вне стен института. Но вот проблема как проконтролировать работу студента по внеаудиторным часам?

Планирование учебной нагрузки осуществляется в учебных часах, а затем часы переводятся в зачётные единицы. При этом на экзамен отводится одна зачётная единица, эквивалентная 36 часам, а ведь на экзамене студент не получает дополнительных знаний, а лишь отчитывается о проделанной работе за семестр.

И вот что получается, например, на изучение дисциплины «Строительные машины и оборудование» отводится 144 учебных часа. Из них одна зачётная единица (36 часов) – экзамен, две зачётные единицы (72 часа) – СРС. На аудиторные занятия остаётся 72 часа, т.е. менее половины.

Полагам, что это не служит повышению качества подготовки, а следовательно создаётся иллюзорное представление – учебных часов вроде много, а по факту недостаточно. Следовательно, это ещё одна проблема, требующая решения?!

Интересное предложение по совершенствованию планирования и организации учебного процесса высказывает профессор Пензенского государственного университета архитектуры и строительства д.т.н. Бакушев С.В.[1]. Он полагает, что на дисциплину должно отводиться не менее 4-х часов в неделю: 2 часа лекций и 2 часа на практические занятия, а если дисциплина не вписывается в 4-х месячный семестровый план при подобном сочетании часов, то есть смысл сделать короткий либо длинный семестр, т.е. например, не четыре месяца изучать данную дисциплину по два

часа в неделю, а два месяца по четыре часа в неделю. По завершению изучения дисциплины можно ввести зачёт, так как экзамен требует свободное время на подготовку. Оставшиеся два месяца можно использовать для выполнения курсовых работ. Подобный подход и по другим дисциплинам позволит в течении 4-х месяцев изучить не одну, а две дисциплины с 2-х часовой недельной загрузкой. При этом можно организовать учебный процесс непрерывно от сентября до мая без зимней сессии и зимних каникул. Экзамены и зачёты студенты будут сдавать непрерывно по завершению изучения дисциплины, т.е. внутри учебного года, а лето(июнь, июль, август) использовать для производственной практики, стройотрядов и каникул. По такой схеме по каждой дисциплине можно устанавливать свой учебный семестр, а межсеместровые каникулы внутри учебного года не планировать.

Определяющим фактором, уменьшающим разрыв между теоретическими знаниями и практическими навыками студентов является развитие интеграционных производственно-образовательных структур, расширяющих эмергентно-синергическую совокупность при приобретении знаний, умений и навыков у обучающегося. Ценностных установок практического опыта, способностей и готовности к профессиональной деятельности выпускника. [2.]

В этой связи нами предлагается учебное пособие для изучения таких дисциплин как «Строительные машины и оборудование» и «Механизация строительства».

В пособии изложены общие сведения об устройстве и рабочих процессах строительных машин и средств механизации строителств, требования к расчету параметров машин, их деталей и рабочих органов. Приведены алгоритмы проектных расчетов строительных машин, технологических комплексов по производству строительных материалов и выбору рациональных технологий при производстве строительного-монтажных работ, а также при проектировании строительных и дорожных машин. Книга предназначена для подготовки студентов по направлению "Строительство" - «Промышленное и гражданское строительство» и «Подъемно-транспортные, строительные-дорожные машины и оборудование», «Теплогазоснабжение и вентиляция».

При составлении пособия использованы материалы и разработки кафедры «Технология и механизация строительства» АлтГТУ, а также сведения из учебного пособия «Строительные машины» О.А. Бардышев, Б.Г. Ким и др.

Лекционный и лабораторно-практический курсы сопровождаются мультимедийными пояснениями устройства и рабочих процессов машин в технологиях строительного производства.

Практические и семинарские занятия представлены в виде конкретных многовариантных исследовательских задач с углубленным изучением

устройства различных машин с необходимыми эксплуатационными расчетами их параметров, устройства специфичных узлов и агрегатов, деталей и материалов, применяемых для изготовления.

Пособие содержит 11 глав с рисунками и схемами. В завершении каждого раздела приведены контрольные вопросы, позволяющие студентам самостоятельно определить уровень освоения изучаемого материала и успешно подготовиться к сдаче контрольных точек по дисциплине. Общий объем пособия составляет 31, 39 печатных листов.

В заключении необходимо отметить, что даже молодой преподаватель с высокой самооценкой и амбициями профессионального специалиста без достаточного банка личных методических догм и приёмов в обучении сможет осуществлять преподавательскую деятельность, следуя образовательной технологии, изложенной в пособии с достаточным успехом.

Список литературы

1. Бакушев С.В. Некоторые соображения о совершенствовании учебного процесса в высшей школе / С.В. Бакушев // Вестник высшей школы. 2018. №1. С. 9-12.
2. Веригин Ю.А. Синергетические основы процессов и технологий / Ю.А. Веригин, С.В. Толстенов. Барнаул.: АлтГТУ, 2007. 160 с.

С.Я. Галицков, В.Н. Михелькевич

Методика проведения патентных исследований при подготовке специалистов по механизации и автоматизации строительства

Самарский государственный технический университет,
г. Самара, Россия

Подготовка специалистов (бакалавров, магистров) по механизации и автоматизации строительства отличается значительным освоением обучающимися новых технических решений и современных технологий в областях использования строительных машин и оборудования при совершенствовании известных и разработок новых технологических процессов и производств строительства и изготовления строительных материалов и изделий.

В этой связи важным этапом подготовки специалиста является приобщение его к творческой деятельности путем осуществления студентом патентных исследований в процессе курсового проектирования и выполне-

ния выпускных квалификационных работ. Этому способствует и объединение студентов разных специальностей в творческие коллективы, выполняющие междисциплинарные проекты по заданиям промышленности и исследовательских организаций [1, 2]. Такая практика обучения студентов по механизации и автоматизации строительства успешно реализуется и в СамГТУ. В частности, при разработке проектов по автоматизации технологических процессов очистки сточных вод предприятий пищевой промышленности, при создании системы автоматического управления положением параболического зеркала гелеолитографической установки для производства строительных материалов.

При формировании задания на выполнении патентных исследований конкретных технических объектов целесообразно обратить внимание студентов на закономерности создания и этапы развития новых технических решений. Для этого можно использовать, например, S-образную диаграмму (рисунок 1), где качество новых решений определяется некоторым обобщенным критерием развития K_p (энергозатраты, производительность, качество продукции, точность поддержания технологических параметров и т.д.), а в жизненном цикле выделяются три основных этапа: адаптация, прогрессивное развитие, рутинное использование и скачкообразный переход (в точке Г) к формированию технического объекта с новыми, более высокими критериями развития. В результате образуется второе поколение «жизненного цикла» технического решения.



Рис. 1. Закономерность эволюции новых технических решений

Цели и достигаемые результаты внедрения в учебный процесс патентных исследований в процессе обучения показаны в таблице 1.

Таблица 1. Цели и ценности проведения патентных исследований при выполнении студентами курсовых проектов и выпускных квалификационных работ

№ п.п.	Вид учебно-познавательной деятельности студентов	Результаты учебно-познавательной деятельности в процессе патентного исследования	Приобретаемые студентом умения и навыки, личностные и профессионально-значимые качества
1	Работа с базой данных международного классификатора изобретений	Нахождение аналогов и прототипа проектируемого (усовершенствуемого, модернизируемого) технического объекта	Умения и навыки поиска и обработки исходной патентной информации
2	Ректоспективный анализ аналогов и прототипов проектируемого технического объекта	Выявление уровня развития технических объектов рассматриваемого класса, группы, подгруппы	Навыки анализа состояния развития технических объектов и выявления этапов их «жизненного цикла». Аналитические способности
3	Компаративный сопоставительный анализ прототипа и проектируемого (усовершенствуемого, модернизируемого) технического объекта	Выявление противоречий (существенных различий) в свойствах и показателях (параметрах) прототипа и проектируемого инновационного технического объекта, и формирование на этой основе проблемы разработки или исследования объекта	Умения выявлять технические противоречия. Навыки формулирования проблем. Развитие творческих способностей, креативности
4	Выявление результативности и эффективности спроектированного технического объекта относительно качества и параметров прототипа	Качественные и количественные соотношения критериев различия в выполненном проекте и в прототипе	Умения анализировать и сопоставлять полученные проектные решения и прототипа
5	Работа с информацией, защищаемой патентами и авторским правом	Опосредованное изучение сущности интеллектуальной собственности, патентного и авторского права	Освоение навыков правовой культуры

Практика внедрения патентных исследований в процесс подготовки бакалавров и магистров на примере кафедры механизации, автоматизации и энергоснабжения строительства СамГТУ показала, что она эффективно способствует развитию творческой деятельности студентов и приводит к

созданию ими заявок на изобретения при выполнении выпускных квалификационных работ, и тем самым способствует повышению качества подготовки специалистов по механизации и автоматизации строительства.

Список литературы

1. Галицков, С.Я. Проектирование: технологии обучения: учеб.пособие / С.Я. Галицков, В.Н. Михелькевич. – Самара: СГАСУ, 2014. – 104 с.

2. Галицков, С.Я. Технология подготовки заявок на получение патентов на изобретения / полезные модели и свидетельств на программы ЭВМ: учеб.пособие / С.Я. Галицков, В.Н. Михелькевич, Н.Г. Малахова. – Самара: СамГТУ, 2017. – 212 с.

Д.Ю. Густов

Проблемы компетентностного подхода формирования образовательных программ подготовки инженерных кадров

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

Последние два года стали очередным этапом преобразований системы высшего образования, когда предпринимается новая попытка повышения качества образования через структурирование образовательных программ с учётом профессиональных требований (компетенций), определяемых профессиональными стандартами (далее – ПК ПС). Указанное, как и предыдущие нововведения, заявляется как формирование образовательных программ, адекватных потребностям труда, что проистекает из достаточно давних программ [1] Да и проблема определений компетенций отнюдь не нова и достаточно подробно отражалась ранее [2].

При этом прямой перенос европейского опыта компетентностного подхода [3] невозможен в силу существенных как исторических подходов, так и традиций образовательной и профессиональных систем. Подробный европейский анализ [4, 5] описывает уровневые дескрипторы, согласующиеся с Дублинскими дескрипторами, разработанными в рамках Болонского процесса. При этом выходные дескрипторы одного уровня являются входными дескрипторами последующего.

Таким образом, дескрипторами бакалавра являются, например, способности [5]: 1. демонстрировать знание основ дисциплины; 2. логично и

последовательно представить освоенное знание; 3. использовать новую информацию; 4. демонстрировать понимание общей структуры дисциплины 5. использовать методы критического анализа и развития теории, а также методы и техники дисциплины; 6. оценить качество исследований; 7. понимать результаты экспериментальных данных

Магистры должны соответствовать дескрипторам на продвинутом уровне: 1. владеть новейшими методами и техниками, знать новейшие теории и их интерпретации; 2. критически отслеживать и осмысливать развитие теории и практики; 3. владеть методами независимого исследования; 4. демонстрировать оригинальность и творческий подход; 5. владеть компетенциями на профессиональном уровне.

При этом дескрипторы не конкретизированы и не отражают суть знаний, навыком и умений. Абстракции полностью вытесняют конкретику.

К сожалению, текущая ситуация в России не сильно отличается от вышеописанного несмотря на многочисленные работы по компетентностному подходу при формировании образовательных программ [6]. Конечно, следует признать, что образовательные стандарты, требуя обеспечения компетенций, снимают с вузов ограничения по структуре и способу формирования этих компетенций.

Утверждённые (а по группе специальностей и направлений подготовки пока ещё утверждаемые) федеральные государственные образовательные стандарты поколения 3++ (ФГОС ВО 3++) предоставляет вузам больше свобод в части формирования учебного плана, закрепив не фиксированные объёмы зачётных единиц, а их интервалы. Практики в их классическом перечне перестали быть обязательными, и вуз может варьировать как количество, так и перечень. Профессиональные компетенции, которые формируются в процессе обучения, (далее – ПК ВО) не прописаны во ФГОС ВО 3++, а устанавливаются вузом самостоятельно, формируясь «на основе профессиональных стандартов, соответствующих профессиональной деятельности выпускников (при наличии), а также, при необходимости, на основе анализа требований к профессиональным компетенциям, предъявляемых к выпускникам на рынке труда, обобщения отечественного и зарубежного опыта, проведения консультаций с ведущими работодателями, объединениями работодателей отрасли, в которой востребованы выпускники, иных источников» [7]. (здесь и далее ссылки будут даваться по стандарту для специальности 23.05.01)

Там же [7] отмечается: «Профессиональные компетенции могут быть установлены ПООП (примерной основной образовательной программой – прим. автора) в качестве обязательных и (или) рекомендуемых (далее соответственно – обязательные профессиональные компетенции, рекомендуемые профессиональные компетенции)».

Так что кажущаяся свобода компоновки учебного плана с одной стороны может быть сильно ограничена ПООП, а с другой стороны может

привести к существенному повышению различий между образовательными программами вузов даже внутри одного и того же профиля/специализации, что понизит вузовскую мобильность, о необходимости обеспечения которой говорят уже второе десятилетие.

Одним из слабых мест нового стандарта является тот факт, что ПК ПС корректируются и пополняются. Даже сами профессиональные стандарты разработаны далеко не для всех профессий, если такой термин хотя бы частично применим для работ, выполняемых "инженерным" составом. Разработка новых профессиональных стандартов приведёт к постоянному изменению учебных планов.

Более того, профессиональные стандарты на "инженерные должности" бакалавр, магистр, специалист по соответствующему направлению подготовки или специальности не разработаны и вряд ли будут. И пока это не произойдёт устанавливать, что же именно должен знать/уметь/мочь именно выпускник вуза с тем или иным уровнем образования придётся всё равно вузам, а не профессиональному сообществу.

Рассмотрим в качестве примера один из профессиональных стандартов [8], включённых в приложение к образовательному стандарту [7].

В перечне необходимых знаний прописано, что данный эксперт должен помимо прочего знать [8]: «устройство, принципы действия, конструктивные особенности и правила безопасной эксплуатации подъемных сооружений, оборудования, приборов (систем) безопасности и управления подъемных сооружений». При этом, каких именно сооружений не указывается. Это подразумевается, исходя из требований к должности, в которых указано [8]: «Требования к образованию и обучению: Высшее образование - специалитет, магистратура»

Однако, помимо этого отмечено и другое [8]: «Требования к опыту практической работы: Не менее семи лет работы в области экспертизы подъемных сооружений.»

А также [8] (с сокращениями): «Особые условия допуска к работе:

- Наличие не ниже III группы по электробезопасности напряжением до 1000 В;

- Удостоверение об аттестации работников в области промышленной безопасности в случае выполнения работ на особо опасных, технически сложных и уникальных объектах;

- Для работы в качестве эксперта по промышленной безопасности подъемных сооружений требуется наличие аттестации в области промышленной безопасности

Другие характеристики:

- Рекомендуется дополнительное профессиональное образование - программы повышения квалификации по профилю деятельности

- Наличие аттестации по неразрушающим методам контроля, используемым при оценке соответствия подъемных сооружений требованиям безопасности

- Наличие аттестации по приборам (системам) безопасности подъемных сооружений (при необходимости)»

Таким образом возникает резонный вопрос: а что именно из всего прописанного в профессиональном стандарте должен дать именно вуз, а что может дать, а может и не давать?

По своей сути, ПК ВО должны включать не столько ПК ПС, сколько требование к уровню образования, отраженному в профессиональном стандарте. И по этой причине, формирование ПК ВО значительно более важный момент, чем соответствие ПК ПС.

В связи с вышеотмеченным представляется целесообразным не закреплять в ПООП обязательные ПК ВО, и зафиксировать только рекомендуемые, предоставив тем самым возможность вузам самостоятельно формулировать компетенции согласно тому, какой профиль/специализация (и даже более узко, согласно перечню машин и оборудования) реализуется в том или ином вузе.

Формулировки ПК ВО должны вестись от видов профессиональной деятельности, которые определены соответствующим образовательным стандартом. И вузы в образовательных программах должны прописать ПК ВО согласно реализуемому именно в этом вузе. Например:

- способность вести научно-исследовательскую деятельность по разработке оригинальных и перспективных конструкций, приводов и систем управления (по типам машин) (если реализуется подготовка к научно-исследовательскому виду деятельности);

способность вести производственно-технологическую деятельность по разработке технологии производства, обслуживания и ремонта (по типам машин) (если реализуется подготовка к производственно-технологическому виду деятельности).

Необходимо четкое разделение того, чему именно должен научить вуз, а чему – профессиональное сообщество. И это задача не только вуза.

Список литературы

1. Федеральная целевая программа развития образования на 2006–2010 годы. Утверждена Постановлением Правительства Российской Федерации от 23 декабря 2005 г. № 803.

2. Байденко В.И. Выявление состава компетенций выпускников вузов как необходимый этап проектирования ГОС ВПО нового поколения: Методическое пособие. – М.: Исследовательский центр проблем качества подготовки специалистов, 2006. – 72 с.

3. Болонский процесс: Результаты обучения и компетентностный подход (книга- приложение 1) / Под науч. ред. д-ра пед. наук, профессора В.И. Байденко. – М.: Исследовательский центр проблем качества подготовки специалистов, 2009. – 536 с.

4. Настройка образовательных структур в Европе. Вклад университетов в Болонский процесс / Tuning General Brochure. URL: <http://www.unideusto.org/tuningeu/documents.html> (дата обращения: 21.06.2018)

5. Методология TUNING: компетентностный подход при определении содержания образовательных программ/ А.И. Горылев, Е.А. Пономарева, А.В. Русаков Электронное методическое пособие. URL: <http://www.unn.ru/cie/GorylevPonomarevaRusakov.pdf> (дата обращения: 21.06.2018)

6. Портал Федеральных государственных образовательных стандартов. Компетентностный подход <http://fgosvo.ru/support/49/49/17> (дата обращения: 21.06.2018)

7. Проект ФГОС ВО 3++ по специальности 23.05.01. URL: http://fgosvo.ru/uploadfiles/ProjFGOSVO3++/Spec3++/230501_C_3plus_21112017.pdf (дата обращения: 21.06.2018)

8. Профессиональный стандарт «Эксперт по оценке соответствия подъемных сооружений требованиям безопасности», утвержденный приказом Министерства труда и социальной защиты Российской Федерации от 01 марта 2017 г. № 227н,

А.Н. Дроздов

Корпоративные кафедры - эффективный инструмент развития высшей школы

Национальный исследовательский Московский государственный
строительный университет, г. Москва, Россия

Основная тенденция развития высшего образования на современном этапе - интеграция высшей школы с бизнес-сообществом. При таком подходе решаются вопросы повышения качества подготовки студентов применительно к промышленности, что способствует реальному распределению студентов после окончания вуза. Одним из инструментов решения этой проблемы является создание сети корпоративных кафедр с ведущими производителями продукции. В 2011 г. благодаря активной позиции Ректора вуза Валерия Ивановича Теличенко, председателя совета директоров ЗАО Интерскол Сергея Викторовича Назарова и Президента РАТПЭ* Бориса Григорьевича Гольдштейна в Университете на факультете «Механизация и

автоматизация строительства» была создана корпоративная кафедра «Малая механизация строительства» (ММС), имеющая в своем составе учебно-исследовательскую лабораторию и учебно-демонстрационный центр. Кафедру возглавил профессор кафедры «Строительные и подъемно-транспортные машины» (СиПТМ), руководитель направления средств малой механизации на кафедре СиПТМ Анатолий Николаевич Дроздов. Соруководителями корпоративной кафедры ММС назначены к.т.н. Б.Г. Гольдштейн – лауреат Государственной премии за создание отечественного ручного механизированного инструмента и В. В. Лотин – д.э.н., профессор, создатель научной школы по эффективному развитию высшей школы на современном этапе.

В состав кафедры вошли ведущие специалисты смежных кафедр: проф. д.т.н Е.М. Кудрявцев, проф. к.т.н. М.А. Степанов, проф. к.т.н. А.Ф. Тихонов, а также группа молодых сотрудников: мл. науч. сотрудник В.В. Степанов (в дальнейшем – старший научный сотрудник к. т. н.), инженер С.А. Немков, лаборанты, теперь уже инженеры, специализирующиеся в направлении СММ С.А. Астахова, А.А. Смирнов, Ю.В. Ратников, К.К. Потехин.

Целью создания кафедры является обеспечение эффективного развития производства средств малой механизации (СММ) строительства для современных строительных технологий и подготовка высококвалифицированных специалистов для строительной и смежной отраслей, дальнейшее развитие научной школы - создание нового поколения ручных машин для строительного-монтажных работ методами компьютерного моделирования и натуральных испытаний.

Основные предметы исследования:

- проведение шумовых и вибрационных испытаний с целью оценки качества ручных машин и разработки мер по защите операторов ручных машин;
- развитие методик проектирования ручных машин за счет использования средств современных систем автоматизированного конструирования;
- теоретические и экспериментальные исследования в области перспективного вида машин с гидроимпульсным приводом;
- разработка испытательных стендов по снятию динамических параметров инструмента ударного действия.

Зарождение отечественной научной школы указанного направления обусловлено тенденцией повышения производительности строительного-технологических процессов за счёт устранения ручного труда вспомогательных операций строительного-монтажных работ и комплекса операций строительного-отделочных работ.

Работы по указанному направлению проводились во ВНИИстройдор-маше, ВНИИмонтажспецстрое, ЦНИИОМТП, горных, строительных вузах страны, включая МИСИ.

Становление и последующее интенсивное развитие научной школы произошло после создания специализированного в области средств малой механизации строительства Всесоюзного научно-исследовательского института механизированного инструмента и впоследствии научно-производственного объединения «Всесоюзный научно-исследовательский институт строительного механизированного инструмента» НПО ВНИИСМИ, включавшего также 16 заводов по производству средств малой механизации строительства.

НПО ВНИИСМИ становится основной базовой структурой по созданию новых видов средств малой механизации строительства и координации этого направления вузовской науки.

Начавшаяся совместная активная деятельность НПО ВНИИСМИ и кафедры строительных машин МИСИ (зав. кафедрой по 1983 год – д. т. н. профессор Н. Г. Домбровский) в указанном направлении обеспечила формирование научно-технического направления по разработке научных основ проектирования и созданию отдельных видов ручных и строительно-отделочных машин, которое координировалось зам. директора НПО ВНИИСМИ по науке Б. Г. Гольдштейном.

С 2011 года начат новый этап интеграции МГСУ с ЗАО «Интерскол» – преемником НПО ВНИИСМИ и РАТПЭ (*) – путём создания в Университете корпоративной кафедры «Малая механизация строительства» в целях подготовки высококвалифицированных специалистов в вопросах создания, технического обслуживания и эксплуатации средств малой механизации строительства. Соруководители корпоративной кафедры Б. Г. Гольдштейн и А. Н. Дроздов возглавили научное направление по созданию нового поколения ручных машин для строительства методом компьютерных технологий, математического моделирования, натуральных исследований для реализации их на заводах ЗАО «Интерскол».

Реализация работ по указанным направлениям два первых года проводилась в рамках выполнения Федеральной программы по развитию МГСУ как национального и исследовательского Университета при финансовой поддержке бизнеса (РАТПЭ - президент Б.Г. Гольдштейн, ЗАО Интерскол – председатель совета директоров С.В. Назаров, а также фирм ООО БОШ, Стенли Блек энд Деккер, Хилти, Штиль, Ярославского завода Красный Маяк. Особо следует отметить поддержку бизнеса со стороны учредителей корпоративной кафедры ММС: ЗАО Интерскол - лидером российского рынка по количеству единиц проданных электроинструментов.

В результате совместной деятельности в МГСУ организована современная площадка для проведения научно-исследовательской и учебной работы со студентами, магистрантами и аспирантами.

По научному направлению кафедры

-подготовлены:

- три диссертации на соискание учёной степени к. т. н. аспирантами

В. В. Степановым, А. А. Гненным, С. А. Немковым

- три магистерские диссертации магистрантами А. А. Смирнов, Е. А. Кожевников, Н. А. Бугринов

- 25 выпускных квалификационных работ специалистов и бакалавров, имеющих практическую значимость

- 7 патентов

-ежегодно представляются

- научно-технические статьи в журналах уровня ВАК, Скопус

- доклады на международные НТК «Интерстроймех» (2011-2018)

- доклады студентов и сотрудников на НТК «Подъёмно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы»

- подготовлены две монографии по ручным гайковёртам

По учебной деятельности подготовлены и опубликованы 1 учебник, 3 учебных пособия, методические указания.

Проводится летняя учебная практика и текущие семинары с привлечением сотрудников указанных выше ведущих фирм.

Создание и деятельность кафедры обеспечило приемственность от НПО ВНИИСМИ и МИСИ дальнейшее развитие научной школы по созданию нового поколения ручных машин для строительных работ и способствовало развитию учебной деятельности в области малой механизации строительства на базе исследовательских разработок. Это в определённой степени подтверждается присвоением МГСУ статуса «Научно-исследовательский».

Список литературы

1. Дроздов А. Н., Степанов В. В. Математические модели ручных машин для строительно-монтажных работ с примерами реализации. Учебное пособие. НИУ МГСУ, 2016 - 152 с.

2. Дроздов А. Н., Степанов В. В. Электрические ударные гайковёрты. Динамика: монография. – М.: МГСУ, 2013. – 118 с.

3. Дроздов А. Н., Степанов В. В. Экспериментальное определение вибрационных характеристик ручных машин. Методические указания к лабораторной работе. Электронное издание. М.: НИУ МГСУ, АйПиЭр Медиа, 2015.

4. Дроздов А. Н., Степанов В. В. Ручные гидроимпульсные гайковёрты (монография) электронное издание. М.: НИУ МГСУ, Ай Пи Эр Медиа, 2017. – 97 с.

5. Тихонов А. Ф., Батуев В. Н., Дроздов А. Н. Электропривод строительного механизированного инструмента М.: НИУ МГСУ, 2017. – 244 с.

6. А. Ф. Тихонов, С Л. Демидов, А. Н. Дроздов. Автоматизация строительных и дорожных машин. Учебное пособие. М.: МГСУ 2013. 252 с.

7. А. Н. Дроздов. Строительные машины и оборудование. Учебник по направлению подготовки 270800. М.: ИЦ «Академия», 2012. - 444 с.

8. А. Н. Дроздов, Е. М. Кудрявцев. Строительные машины и оборудование. Практикум по направлению подготовки 270800. М.: ИЦ «Академия», 2012. - 252 с.

И.В. Дуданов, А.С. Фадеев, А.Э. Марадунин

Методика внедрения в учебный процесс подготовки бакалавров изготовления механических узлов с помощью аддитивных технологий

Самарский государственный технический университет,
г. Самара, Россия

На кафедре «Механизация, автоматизация и энергоснабжение строительства» СамГТУ внедрена методика использования аддитивных технологий в создании единичных образцов отдельных деталей и узлов строительных машин и технологического оборудования. Необходимость такого современного изготовления узлов возникает в ходе практической эксплуатации механического оборудования. В докладе на конкретном примере рассмотрены основные этапы этой методики: эскизное проектирование конструкции и ее деталей; создание рабочих моделей деталей в Компасе3D, ориентированных на дальнейшее их использование в программе реализации аддитивных технологий; изготовление деталей; сборка изделия и его испытание.

На примере междисциплинарного студенческого проекта «Системы автоматического управления положением параболического зеркала гелио-литографической установки» разработан привод поворота зеркала по углу места. Основное назначение привода – фокусирование солнечного излучения на рабочую поверхность гелиолитографической установки. Привод включает в себя двигатель и цилиндрический редуктор (рисунок 1).

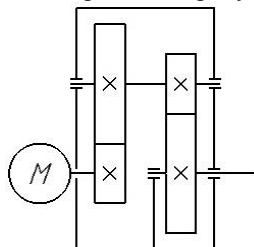
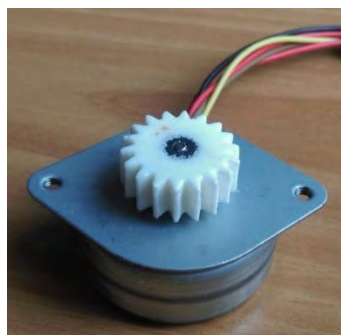
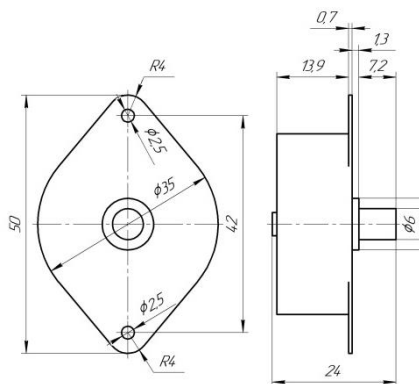


Рис. 1. Привод

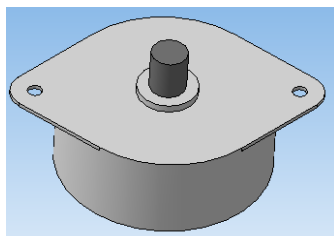
Первый этап методики изготовления механических узлов с помощью аддитивных технологий заключается в моделировании привода с заданными параметрами: модуль зубчатого зацепления 1 мм, число ступеней редуктора 2, передаточное число каждой ступени 2. Разработаны модели колес зубчатых передач с помощью инструмента 2D Shaft программной среды Компас 3D. Для моделирования выполнены обмеры исполнительного двигателя (рисунок 2 б) и построена его объемная модель (рисунок 2 в). Результаты моделирования зубчатых колес показаны на рисунке 3: быстроходная (рисунке 3 а), промежуточная (рисунке 3 б) и тихоходная (рисунке 3 в).



а)

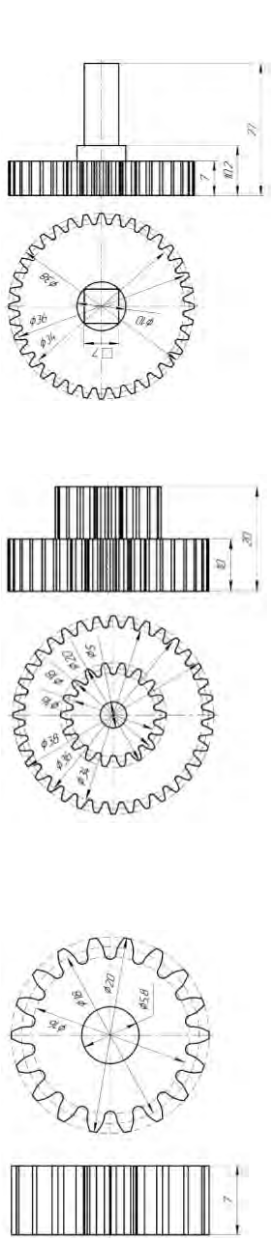


б)



в)

Рис. 2. Модель

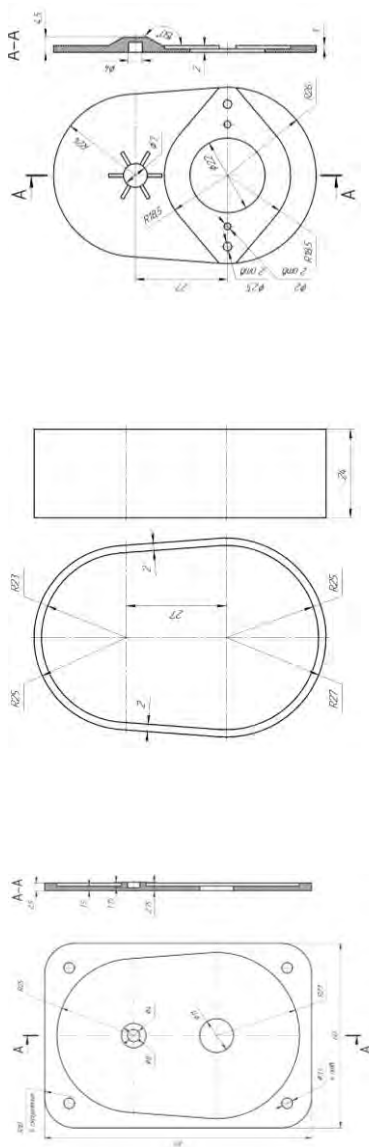


а)

б)

в)

Рис. 3. Результаты моделирования



а)

б)

в)

Рис. 4. Рациональная конструкция редуктора

Второй этап включает в себя разработку рациональной конструкции редуктора. Показано, что его целесообразно изготавливать из трех деталей (рисунок 4). Их модели выполнены в программной среде Компас3D.

На третьем этапе производилось изготовление зубчатых колес и деталей корпуса редуктора с применением 3D печати на принтере Prusa i3 соплом 0.4 мм из ABS-пластика. Генерация G-кода выполнялась с помощью программы Repetier-Host V.1.6.2. На этом этапе изготавливаются и стальные оси редуктора на механическом оборудовании.

Четвертый этап включает в себя механическую обработку контактных поверхностей зубьев и мест соединения деталей корпуса (рисунок 5) и сборку конструкции (вклейка шестерни на вал двигателя, склейка корпуса и механическая сборка редуктора).

Пятый этап заключается в испытании собранного узла (редуктора).

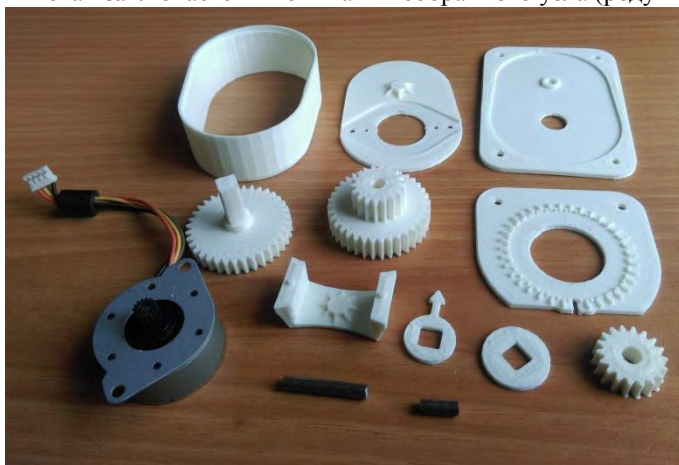


Рис. 5. Детали корпуса

Результаты этой методики нашли практическое использование при выполнении студентами курсового проекта по дисциплине «Детали машин», проблемно ориентированного на выполнение междисциплинарного проекта «Система автоматического управления положением параболического зеркала гелеолитографической установки».

Формирование образовательного кластера в области строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин

Казанский государственный архитектурно-строительный университет,
г. Казань, Россия

Сегодня экономика Российской Федерации активно развивается, для этого необходимы финансовые ресурсы, внедрение инновационных технологий во всех отраслях экономики, высокопрофессиональные кадровые ресурсы.

Одной из основ развития инновационной экономики является совершенствование системы образования, которая служит фундаментом экономического роста и социального развития общества, фактором благополучия граждан и безопасности государства [2, 11]. Развития инновационной сферы сдерживает недостаток квалифицированных кадров. Становится очевидной необходимость в новых организационно экономических механизмах, способных связать образование, науку, бизнес и производство в единое целое [1, 3].

Одним из приоритетов российской промышленной политики и мощнейшим локомотивом роста российской экономики, должен стать проект создания и обновления инфраструктуры транспорта. Именно в области дорожного строительства можно эффективно внедрять передовой зарубежный опыт создания технологических платформ, основанных на соединении трех факторов: внутреннего спроса, интеллектуального капитала и новейших отечественных и зарубежных технологий. Проект обновления и создания транспортной инфраструктуры носит межотраслевой характер, позволяет задействовать синергетический эффект кооперации различных отраслей, таких как производство строительных материалов, дорожно-строительной техники и оборудования и др.

В нынешних экономических условиях одним из путей повышения эффективности работы области дорожного строительства, является механизация и автоматизация производственных процессов с широким применением подъемно-транспортной техники.

Успех в решении обозначенных задач зависит от осуществления последовательного комплекса действий укладываемых в схему: стратегия – технологии – образование. И здесь, кроме практических, оперативных шагов требуется элементарное просвещение, профессиональное образование.

Сегодня направление подготовки 23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы, является одним из приоритетных направлений

модернизации и технологического развития Российской экономики (Распоряжение от 6 января 2015 года N 7-р «Об утверждении перечня специальностей и направлений подготовки высшего образования, соответствующих приоритетным направлениям модернизации и технологического развития российской экономики») (с изменениями на 17 мая 2018 года)).

Одним из механизмов развития системы профессионального образования можно обозначить кластерный подход на основе взаимодействия, партнерства, сотрудничества, диалога между заинтересованными субъектами: образовательными учреждениями, работодателями, органами управления, общественными организациями. Создание образовательных кластеров в регионах позволит наладить сотрудничество между образованием и производством [11].

Теоретическую основу образовательных кластеров составляют [5]: кластерный подход в профессиональном образовании; теории деятельности и педагогического проектирования; концепция непрерывного образования; региональные аспекты развития системы высшего образования; исследования рынка образовательных услуг.

Для решения проблем связанных с кадровыми потребностями республики президентом и правительством Республики Татарстан принято решение о применимости кластерной модели в системе образования через создание научно-образовательных кластеров по различным направлениям развития экономики региона [6,8], что нашло отражение в концепции развития региона при помощи кластерного подхода [4,7].

В связи с этим кафедра «Дорожно-строительные машины» Казанского государственного архитектурно-строительного университета (КГАСУ) усиливает взаимодействие и взаимопроникновение фундаментальных и прикладных исследований, что меняет характер инженерного образования, требуя, чтобы инженер владел гораздо более широким спектром ключевых компетенций, чем узкоспециализированное освоение инженерных дисциплин. За эталон кафедрой взята MIT-парадигма [12] (Massachusetts Institute of Technology), в соответствии с которой инженер «должен ориентироваться в мировых рынках продукта; уметь разрабатывать концептуальный проект («создавать концепт»), использовать математические модели для его улучшения и доработки, создавать на основе концепта прототип и его версии; качественно и количественно тестировать прототип для улучшения и прогнозирования поведения концепта; находится в коммуникации с различными аудиториями, вовлеченными в процесс создания и потребления продукта» [6, 11].

Новой парадигмой инженерного образования является развитие образовательного кластера, которое будет базироваться на взаимодействии образования с наукой и производством.

Согласно классическому определению, в основе которого лежит подход М. Портера, кластер – это «сконцентрированные по географическому признаку группы взаимосвязанных компаний, специализированных поставщиков, по-

ставщиков услуг, фирм в соответствующих отраслях, а также связанных с их деятельностью организаций (например, университетов, агентств по стандартизации, торговых объединений) в определенных областях, конкурирующих, но вместе с тем и ведущих совместную работу» [10, 12].

Кластер выступает как организационная форма региональных научно-производственных систем, создаваемых на условиях партнерства образовательных учреждений, работодателей и органов исполнительной власти, совместного использования научного, образовательного, производственного, ресурсного, инфраструктурного потенциала, привлечения административных ресурсов в целях социально-экономического развития регионов и всей страны в целом.

В образовательном кластере заинтересованные предприятия в высококвалифицированных кадрах формируют необходимые компетенции, а образовательные организации определяют, как учить, при этом профессиональное образование рассматривается как процесс, в основе которого лежит его интеграция с производством.

Формирование образовательного кластера базируется на трех уровнях:

1. Учебный уровень.
2. Научный уровень.
3. Производственный уровень.

В рамках создания образовательного кластера кафедра «Дорожно-строительные машины» КГАСУ создала международный образовательный центр трансферта современных технологий в области дорожного строительства, в рамках которого активно сотрудничает с германской компанией Wirtgen, эксклюзивным дилером шведской компанией Volvo OOO «Ferronordic Machines», китайскими компаниями Guilin Huali Heavy Industries Co. Ltd., Xugong Construction Machinery Group. Кафедра также развивает сотрудничество с Китайским геологическим университетом (Ухань) и заводом Xugong Construction Machinery Group в области создания направления «Использование бестраншейных технологий в строительстве» с целью изучения и практического использования передового зарубежного опыта.

Начало сотрудничества кафедры «Дорожно-строительные машины» КГАСУ с компаниями – мировыми лидерами в области производства дорожно-строительной техники положило создание на ее территории, постоянно действующей выставочной площадки, на которой регулярно выставляются новейшие образцы дорожно-строительной техники (рис. 1). При этом поставляемая для обучения техника, оборудование, а также выставочные образцы остаются в собственности у партнеров, а центр обеспечивает их сохранность. Компании – партнеры участвуют в создании учебных классов, демонстрационных, консультационных и других центров, комплектуют их необходимым инвентарем, оргтехникой, наглядными пособиями, макетами деталей, узлов и агрегатов, учебно-демонстрационными стендами, мультимедийным оборудованием. Так, на базе кафедры учебный класс сформировала Xugong

Construction Machinery Group, оснатив его необходимыми узлами, инструментами, основными схемами установок для подробного изучения [9].



Рис. 1. Территория кафедры «Дорожно-строительные машины» КГАСУ

Цель создания образовательного кластера в области строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин – это разработка стратегии перехода к устойчивой организационной структуре подготовки специалистов в данной области с учетом новых профессиональных требований. Основные задачи, которые будут решены при таком подходе, это формирование общей базы знаний в области строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин, формирование центров подготовки, определение методов и инструментария для подготовки таких специалистов.

Список литературы

1. Буянова М. Э., Дмитриева Л. В. Оценка эффективности создания региональных инновационных кластеров // Вестник Волгогр. гос. ун-та. – 2012. – № 2 (21). – С. 54-62.
2. Кузьменко Н. И. Образовательные кластеры как составляющие инновационного развития региона [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://journal.ru/wp-content/uploads/2015/11/kuzmenko_01_10.2015.pdf
3. Мануйлова Е. А. Инновационное развитие региона: формирование региональных образовательных кластеров // Инновации. – 2007. – №7. – С. 75-78.
4. Об утверждении Концепции кластерного развития секторов экономики и социальной сферы в Республике Татарстан на 2011–2015 гг.: Постановление Кабинета Министров Республики Татарстан от 23.11.2010 № 925 // Сборник постановлений и распоряжений Кабинета Министров Республики Татарстан и нормативных актов республиканских органов исполнительной власти». – 2010. – № 47.

5. Смирнов А. В. Образовательные кластеры и инновационное обучение в вузе: Монография. – Казань: РИЦ «Школа», 2010. – 102 с.
6. Сахапов Р.Л., Абсалямова С.Г. Новые приоритеты промышленной политики и смена парадигмы инженерного образования//Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. 2015. № 3. С. 221-229.
7. Сахапов Р.Л., Абсалямов Т.Б. Сетевое образование как фактор успешной реализации российской промышленной политики Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2015. Т. 17. № 2-4. С. 891-895.
8. Сахапов Р.Л., Абсалямова С.Г. Инновационная пауза как шанс на технологическую модернизацию российской экономики. Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. 2012. № 3. С. 203-209.
9. Сахапов Р.Л., Загретдинов Р.В., Габдуллин Т.Р. Моделирование систем управления дорожно-строительной техникой. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т. 16. № 1-2. С. 394-396.
10. Шайдуллина А. Р. Кластер как механизм интеграции образовательных учреждений и предприятий // Известия ВГПУ. – 2009. – №4. – С. 50-54.
11. Щепакин К. М., Жукова Н. В. Формирование образовательных кластеров региона // Известия ТулГУ. Экономические и юридические науки. – 2013. – №3-1. – С. 208-218.
12. Trends in Multidisciplinary Engineering Education: 2006 and Beyond. Olivier de Weck and Karen Willcox. 11th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference. MIT. September 7, 2006.

А.В. Лобанов, Н.Н. Трушин

Лабораторное пневматическое оборудование

Тульский государственный университет, г. Тула, Россия

Гидравлические и пневматические приводы чрезвычайно широко используются в приводах подъёмно-транспортных и строительно-дорожных машин. В связи с этим учебные планы подготовки бакалавров по укрупнённым группам направлений 08.00.00 "Техника и технологии строительства", 15.00.00 "Машиностроение", 21.00.00 "Прикладная геология, горное дело, нефтегазовое дело и геодезия", 23.00.00 "Техника и технологии наземного транспорта" предусматривают какие-либо учебные дисциплины, связанные с изучением гидравлических и пневматических приводов технологических механизмов и машин. В ТулГУ такой учебной дисциплиной для

студентов направлений 15.03.05 "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств" и 23.03.02 "Наземные транспортно-технологические комплексы" является дисциплина "Гидро- и пневмоприводы". Преподавание этой дисциплины осуществляется кафедрой "Технология машиностроения" (ТМС), имеющей специализированную учебную лабораторию, оснащённую соответствующим гидравлическим и пневматическим оборудованием.

В рамках дисциплины "Гидро- и пневмоприводы" кроме традиционных лекций предусматривается лабораторный практикум в объёме 1 или 2 академических часа в неделю. С целью приобретения студентами умений и владений в области схмотехнического проектирования и эксплуатации пневматических приводов кафедра ТМС сконструировала и изготовила собственными силами несложный учебный стенд, с помощью которого студенты практикуются в сборке и испытаниях базовых схем пневмопривода. Такие положительные свойства пневмопривода как безопасность и надёжность хорошо подходят для реализации учебного оборудования, работающего на принципах детского конструктора "Сделай сам!". На рис. 1 представлено общее устройство пневматического стенда, а на рис. 2 – его принципиальная схема.

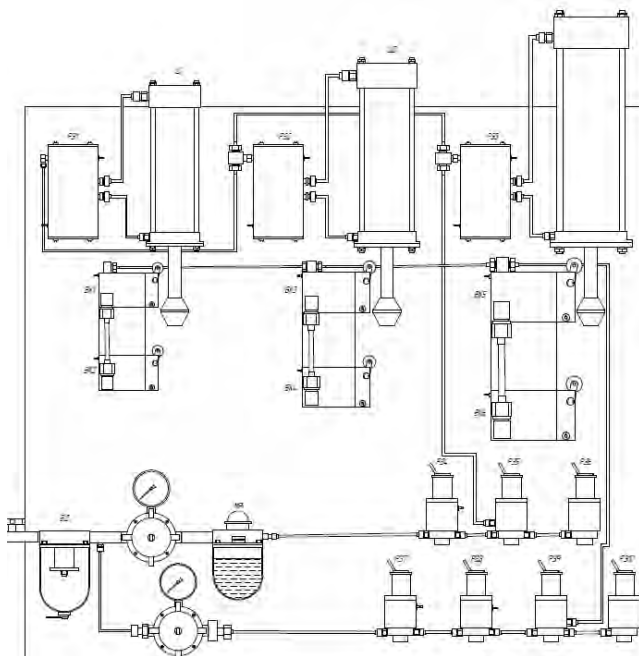


Рис. 1. Схема компоновки лабораторного пневмостенда

Оборудование стенда смонтировано на вертикально установленной раме, рядом с которой установлен стол для размещения внешних пневматических устройств. Питание пневмоустройств сжатым воздухом производится от портативного компрессора. Для сборки стенда были использованы унифицированные устройства, серийно изготавливаемые отечественными предприятиями. На стенде установлены следующие устройства:

1) входной нормально закрытый вентиль ВН, к которому подведена воздушная магистраль от компрессора;

2) фильтр-влагодетелитель ВО;

3) разветвитель ("тройник"), разделяющий входной поток сжатого воздуха от компрессора на две пневмолинии;

4) первый редуционный клапан РД1 с манометром МН1, установленный в первой пневмолинии и соединённый с маслораспылителем, от которого воздух, насыщенный парами смазочного масла, подаётся в пневмодвигатели;

5) второй редуционный клапан РД2 с манометром МН2, установленный во второй пневмолинии и соединённый с маслораспылителем МР, от которого осушенный сжатый воздух подаётся в устройства управления;

6) шесть пневмотумблеров ПТ1 – ПТ6, представляющие собой распределители типа 3/2 с ручным управлением, от которых воздух подаётся к устройствам, установленным на данном стенде, и к внешним устройствам, располагаемым на приставном столе;

7) три поршневых пневмоцилиндра Ц1 – Ц3 двухстороннего действия, к штокам которых прикреплены кулачки, воздействующие на пневматические конечные выключатели;

8) шесть пневматических конечных выключателей МПК 1 – 6 (по два на каждый пневмоцилиндр), которые представляют собой распределители типа 3/2, с помощью которых контролируются направления и длины ходов штоков пневмоцилиндров;

9) соединительные гибкие полимерные трубки различной длины, используемые для сопряжения пневмоустройств друг с другом при помощи соответствующих штуцеров.

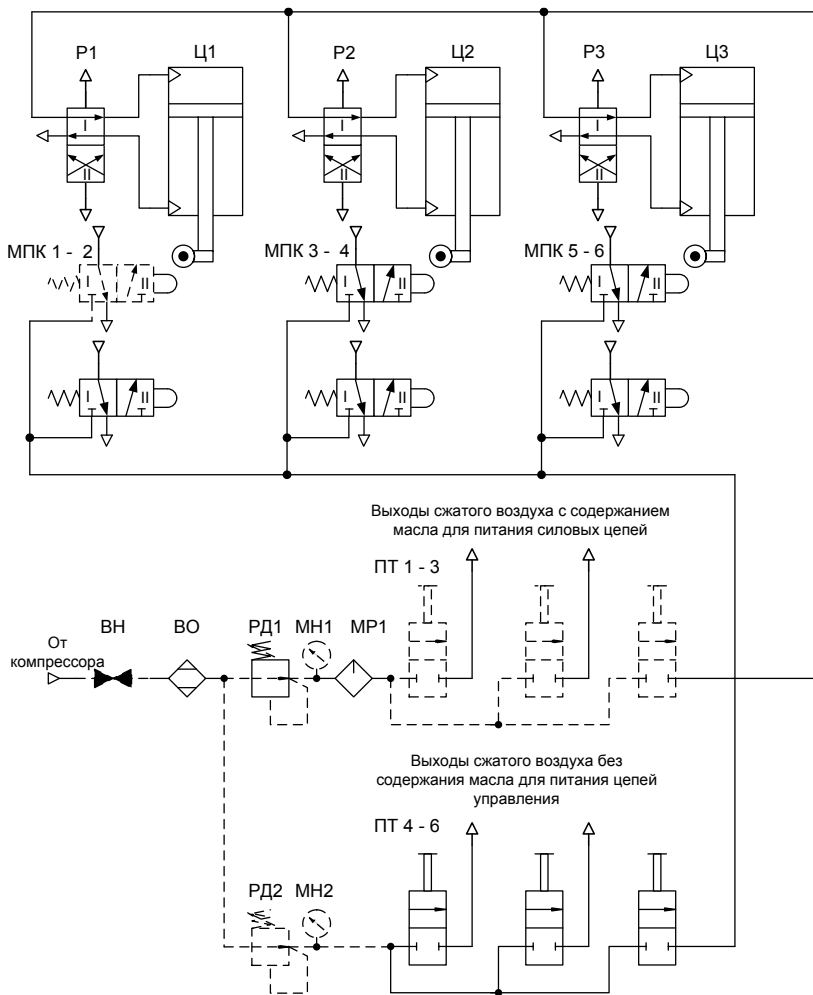


Рис. 2. Принципиальная пневматическая схема лабораторного стенда

Настройка редукционных клапанов осуществляется на уровне не более 0,2 МПа (2 атм), что является вполне достаточным для демонстрации возможностей пневматического привода. Как уже было отмечено, для выполнения лабораторных работ используется и внешние, и размещенные на стенде пневматические цилиндры, распределители и кнопки. Для подвода сжатого воздуха к внешним пневмоустройствам используются пневмотумблеры со штуцерами, на которые могут надеваться гибкие трубопроводы. Воздух, насыщенный маслом, отбирается от верхних пневмотумблеров и предназначен для питания пневмодвигателей, в качестве которых ис-

пользуются малогабаритные пневмоцилиндры, пневмоторы и лопастные моментные двигатели. Осушенный воздух отбирается от нижних пневмотумблеров и направляется в линии управления распределителями.

С помощью описываемого стенда студенты собирают следующие типовые режимы пневмопривода:

1) схема реверсивного управления пневмодвигателем с помощью двухпозиционного распределителя с двухсторонним пневматическим управлением;

2) схема реверсивного управления пневмодвигателем с помощью двухпозиционного распределителя с односторонним пневматическим управлением;

3) схема автоматического управления одним пневмоцилиндром, который должен выполнить один двойной ход после подачи в собранную схему сжатого воздуха (т.е. схема должна осуществить выдвижение и втягивание штока цилиндра, после чего цилиндр должен остановиться в исходном положении);

4) схема непрерывного возвратно-поступательного движения штока пневмоцилиндра после подачи в схему сжатого воздуха;

5) схема автоматического согласованного движения двух или трёх пневмоцилиндров в соответствии с заданным алгоритмом работы.

Для осуществления сложных алгоритмов совместной работы нескольких пневмоцилиндров могут дополнительно использоваться логические пневмоклапаны "И" и "ИЛИ".

Для методического обеспечения лабораторного практикума разработаны соответствующие учебные пособия, которые содержат описания типовых устройств пневмоприводов, индивидуальные задания на сборку пневмосхем, рекомендации по правильной сборке пневмоустройств в единую схему, контрольные вопросы на знание теоретических и практических аспектов пневмоприводов. Рассмотренное лабораторное оборудование в течение ряда лет успешно и бесперебойно эксплуатируется в учебном процессе.

Формирование системы жизнеобеспечения машин как средство обеспечения эффективности использования техники

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

Основной отличительной чертой различных схем организации системы жизнеобеспечения (СЖО) является причастность производителя и потребителя машины к различным этапам системы, таким как проектирование, обслуживание и ремонт. Показано, что имеется, по крайней мере, восемь различных схем организации СЖО, и каждое эксплуатационное предприятие выстраивает свою СЖО, руководствуясь соображениями, изложенными в статье.

Процессы, связанные с приобретением, использованием, обслуживанием, ремонтом машин можно объединить под единым термином – система жизнеобеспечения. Управление технико-экономическими показателями техники производится на всех стадиях жизненного цикла как отдельной машины, так всего парка [1].

Жизненный цикл (ЖЦ) машины с точки зрения СЖО можно разбить на 11 этапов:

1. Маркетинг, поиск и изучение рынка.
2. Проектирование и разработка технических требований, разработка машины.
3. Материально-техническое снабжение.
4. Подготовка и разработка производственных процессов.
5. Производство.
6. Контроль, проведение испытаний и обследований.
7. Упаковка и хранение.
8. Реализация и распределение машин.
9. Монтаж и эксплуатация.
10. Техническая помощь и обслуживание.
11. Утилизация машин после использования.

Перечисленные этапы описываются в литературе в виде «петли качества» [2]. Возможны различные варианты формирования петли качества, зависящие от числа участников производства продукции и услуг и формирующие различные схемы СЖО. Схема организации СЖО определяет [3] организационные основы формирования и распределения функций между всеми участниками СЖО в процессе трансформации технического состояния машины в течение всего её ЖЦ. Анализ схем организации СЖО позво-

ляет определить уровень влияния каждого из участников на конкретный элемент системы и суммарные затраты Z на весь жизненный цикл машины.

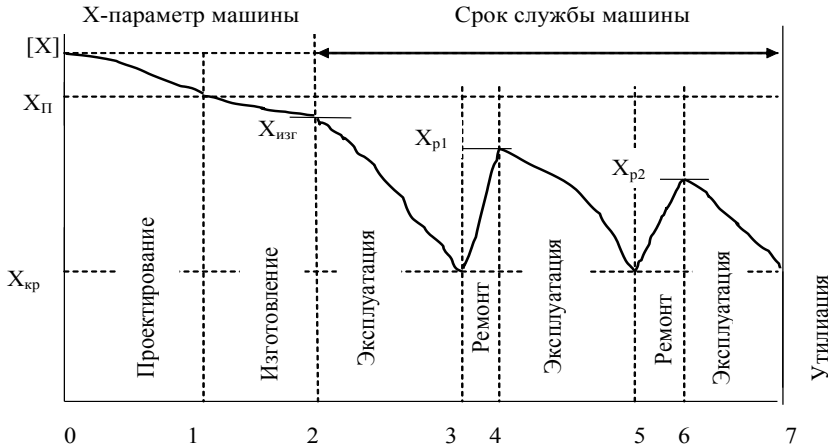


Рис. 1. Основные элементы системы жизнеобеспечения машины

Для простоты анализа представим СЖО состоящей из нескольких основных элементов: проектирование, изготовление, эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт, списание (утилизация) машины (рис. 1).

В процессе *проектирования* проектировщик обосновывает и формирует основные параметры $X_{п}$ будущей машины, такие как надежность, производительность, комфортность и др., приближая параметры $X_{п}$ к мировому, предельно достижимому параметру машины $[X]$.

При *изготовлении* производитель обеспечивает декларированные проектировщиком параметры машины $X_{п}$. Чаще всего фактические параметры машины $X_{изг}$ несколько ниже $X_{п}$.

Эксплуатация машины должна обеспечить выполнение основной цели существования машины – своевременного, безотказного применения для получения расчетного уровня прибыли. В процессе эксплуатации параметр машины изменяет свое значение от $X_{изг}$ до $X_{кр}$, соответствующего отправке в капитальный ремонт (КР).

В процессе *i-го ремонта* параметр машины восстанавливается до значения $X_{рi}$.

Объемы работ, непосредственно связанных с проведением ремонта машины зависят от:

- конструктивного совершенства;
- качества изготовления;
- принципов поддержания и восстановления работоспособности (стратегии ремонта), заложенных в ее конструкцию и реализуемых системой технической эксплуатации.

Цикл *эксплуатация-ремонт* может повторяться несколько раз в зависимости от режимов использования отремонтированной машины, а также критериев определения целесообразности дальнейшего применения машины.

После принятия решения о нецелесообразности дальнейшего использования машины проводятся работы по ее *утилизации*.

При циклическом подобию имеются существенные различия во внутренней структуре и взаимосвязях элементов СЖО.

Основной отличительной чертой различных схем организации СЖО является причастность производителя и потребителя машины к различным этапам системы, таким как проектирование, обслуживание и ремонт. В таблице 1 приведены схемы организации СЖО [3].

Таблица 1. Варианты формирования систем жизнеобеспечения

Наименование элемента системы жизнеобеспечения	Схемы организации систем жизнеобеспечения							
	Тотальная	Фирменная	Смешанная			Дифференцированная	Комбинированные	
	1	2	3	4	5	6	7а	7б
Проектирование	☼	+	Δ	+	Δ	Δ	Δ или +	
Изготовление	☼	+	+	+	+	+	+	+
Эксплуатация	☼	*	*	*	*	*	*	*
ТО и ремонт	☼	+	+	⊗	*	⊗	*+	⊗*
Утилизация	☼	+	+	*	*	*	*+	⊗*

Примечание. Значками помечены различные исполнители: ☼ – предприятия государственной структуры; Δ – проектная организация; + – изготовитель машин; * – потребитель машин; ⊗ – производитель услуг.

Тотальная система. При *тотальной системе* все элементы СЖО (от проектирования до утилизации машины) связаны организационно и экономически единым органом. При реализации такой схемы учитываются требования каждого элемента СЖО.

Применение такой системы было возможно в нашей стране в доперестроечный период, когда проектирование, производство продукции, использование и обслуживание машин было в руках государства, которое регламентировало уровень дохода D (прибыли) от вложенных суммарных расходов Z_{Σ} на весь жизненный цикл машины не менее

$$D \geq Z_{\Sigma}(1 + R_n). \quad (1)$$

где R_n – рекомендуемый государством (нормативный) уровень рентабельности.

Фирменная система. При наличии единого звена, объединяющего процессы проектирования, производства, поставки, обслуживания и ремонта формируется так называемая *фирменная система* жизнеобеспечения машины. При этом потребитель практически освобождается от вопросов организации ремонта.

При фирменной системе основной объем затрат *потребителя* составляют эксплуатационные затраты и затраты на обслуживание машины в послегарантийный период. Причем эти затраты считаются минимальными за счет того, что потребителю не приходится развивать собственную производственно-эксплуатационную базу (ПЭБ) для выполнения всех видов работ по техническому обслуживанию и ремонту (ТОР), а ПЭБ производителя (дилера).

Фирменная система является наиболее перспективной, особенно для организаций, эксплуатирующих зарубежную технику.

Дифференцированная система (схема 6, табл. 1) предполагает раздельное функционирование каждой из служб, формирующей элементы СЖО машины. При этой схеме службы не связаны между собой организационно и экономически. В этом случае производитель снимает с себя функции предоставления услуг сопровождения, делегирует функции предпродажной подготовки, гарантийного и послегарантийного обслуживания посредникам.

Каждый из участников формирует свою модель оптимизации расходов на определенный этап СЖО, не всегда совпадающий с целевой функцией машинопользования – минимизацией затрат на весь жизненный цикл машины (рис. 2) [4].

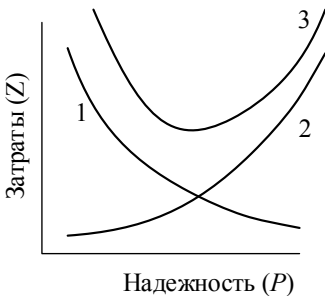


Рис. 2. Взаимосвязь затрат Z на производство (1) и использование (2) машины с уровнем надежности P машины

Смешанные схемы. Кроме рассмотренных схем (схемы 1, 2, 6 табл. 1) используются *смешанные* схемы организации СЖО (схемы 3, 4, 5).

Дифференцирование предприятий по производству и проектированию машин и создание дилерской сети привело к возникновению схемы 3, которая предполагает выполнение производителем работ по ТОР машины в полном объеме. Эта схема организации наиболее приемлема для потребителя, т.к. не требует создания собственной ПЭБ и позволяет производителю обеспечить высокое качество ремонта в силу того, что основу технологий ремонта

машины будут составлять технологические процессы её производства.

Довольно часто встречается объединение в единый блок процессов проектирования и изготовления машины. Ремонт при этом выделяется в отдельную от эксплуатации сферу производства (схема 4, табл. 1).

Эта схема должна предусматривать разработку технологий обслуживания и ремонта на основе ремонтно-технологической документации производителя машины.

Пятая схема СЖО предполагает полное отделение процесса использования машин от их производства, т.е. в этом случае потребитель сам формирует ПЭБ и выполняет весь объем работ по ТОР (за исключением ТОР в гарантийный период). Однако и в этом случае разработка технологии обслуживания и ремонта осуществляется на основе ремонтно-технологической документации производителя машины.

Четвертая и пятая схемы наиболее употребимы в настоящее время общестроительными организациями и управлениями механизации.

Комбинированные схемы. В условиях уменьшения числа специализированных ремонтных предприятий потребитель не может быть обеспечен требуемым объемом услуг по ТОР. В этом случае он вынужден формировать собственную ПЭБ для выполнения определенного объема ремонтных работ. Одновременно он вынужден использовать ПЭБ производителя машин (схема 7а) или специализированных ремонтных предприятий (схема 7б) для выполнения сложных ремонтных работ.

Такие схемы формирования СЖО можно назвать *комбинированными*. Уровень интеграции в этих случаях может изменяться в широких пределах, начиная от привлечения посредника (производителя услуг) на весь объем ремонтно-обслуживающих работ (схема 4) до выполнения потребителем машин полного объема работ по ТОР своими силами (схема 5).

Выводы

1. Техничко-экономические показатели меняются в течение ЖЦ машины, причем в период эксплуатации изменение показателей имеет циклический характер, связанный с процессами восстановления технического состояния при ремонтах.

2. Основной отличительной чертой различных схем организации СЖО является причастность производителя и потребителя машины к различным этапам системы, таким как проектирование, обслуживание и ремонт. Показано, что имеется, по крайней мере восемь различных схем организации СЖО, и каждое эксплуатационное предприятие выстраивает свою СЖО, руководствуясь соображениями, изложенными в статье.

Список литературы

1. Надежность и эффективность эксплуатации транспортно-технологических машин / Репин С.В., Евтюков С.А., Зазыкин А.В., Рулис К.В. – СПб, Издательский дом «Петрополис». – 2017 – 404 с.

2. Крылова Г.Д. Основы стандартизации, унификации, метрологии: Учебник для вузов. – М.: Аудит, ЮНИТИ. – 1998. – 479 с.

3. Игнатов В.И. Научные основы формирования стратегии технического обслуживания и ремонта лесных машин. – М.: МГУЛ. – 2000. – 336 с.

4. Колегаев, Р. Н. Управление обновлением машинного парка / Р. Н. Колегаев, П. А. Орлов, В. И. Шелепко. – К.: Техніка. – 1981. – 176 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Патриарх отечественного экскаваторостроения	4
РАЗДЕЛ I. ТЕОРИЯ, КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ СТРОИТЕЛЬНЫХ, ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, ДОРОЖНЫХ, КОММУНАЛЬНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ	7
В.Ю. Анцев, Г.В. Селиверстов, К.С. Коломиец Расчет на усталость металлоконструкций кранов при воздействии коррозии.....	7
В.Ю. Анцев, А.С. Толоконников, М.А. Мамонтов Проектирование высокотехнологичных металлоконструкций пролетных строений кранов мостового типа.....	11
А.А. Асанов, К.К. Орозов, Р.Б. Шайдуллаев, Д.Ч. Чалыбеков Технологический комплекс для угольной генерации энергии.....	14
А.А. Асанов, А.А. Асанова, Н.Ж. Арзиев, А. Рысбеков Исследование рабочего процесса компрессорной установки.....	19
В.И. Баловнев, Р.Г. Данилов, О.Ю. Улитич Управляемые ножевые системы землеройных машин.....	23
В.И. Баловнев, Н.Д. Селиверстов, Р.Г. Данилов Гибридные машины для строительства и восстановления автомобильных дорог.....	29
Баранчик В.П., Закиров М.Ф., Ковалёв А.В. Рекуперативное торможение в мобильных буровых установках.....	34
В.П. Баранчик, М.Ф. Закиров, С.В. Сычуг Идентификация напряжённо-деформированного состояния дорожной одежды на основе вероятностных характеристик транспортного потока.....	39
Ю.А. Веригин, Я.Ю. Веригина Развитие теоретических представлений об измельчении материалов механическим способом.....	44
П.В. Витчук, Н.В. Трухов Устройство для выравнивания натяжений в тяговых канатах лифта.....	49
Т.В. Гаах, В.И. Сероштан Влияние остаточных напряжений на усталостную прочность в элементах ГПМ.....	53
А.Ю. Ганшкевич, В.В. Розов Оценка влияния собственных колебаний понтона на усталостную прочность элементов металлоконструкции плавучего крана.....	58
Д.Ю. Густов Проектное прогнозирование режима работы насосной установки гидропривода СДМ.....	62
Д.Ю. Густов, О.А. Зотов Экскаваторное рабочее оборудование псевдоферменного типа.....	65
И.А. Емельянова, В.И. Кондращенко, В.В. Вирченко, Д.О. Чайка Анализ работы универсального шлангового бетононасоса новой конструкции в условиях безопалубочного бетонирования.....	70

В.А. Жулай, В.Л. Тюнин Аппроксимация скоростных характеристик двигателей строительных и дорожных машин	78
М.Ф. Закиров, В.П. Баранчик Определение сопротивлений на фрезерном питателе малогабаритного снегоочистителя	83
В.С. Исаков, Нгуен Зуй Тхань, А.В. Калинин О применении адаптивных механизмов в конструкциях долот для бурения инъекционных скважин	86
Б.А. Кайтуков, В.И. Скель, П.О. Горяйнова Унификация механизмов привода бетоносмесителей	90
Е.М. Кудрявцев Компьютерное моделирование, проектирование и расчет элементов машин и механизмов	94
Г.В. Кустарев, А.И. Доценко, К.П. Мандровский Предпосылки к технико-экономической оценке конструктивных свойств распределителей твёрдых противогололедных материалов (ПГМ)	98
И.В. Лесковец, В.И. Сёмчен, А.Е. Науменко Выбор параметров механизма подъема электротали	103
Н.М. Лозовой, С.Ю. Лозовая, И.А. Лымарь Исследование кинематики мелющих тел в помольно-смесительном устройстве периодического действия	106
К.П. Мандровский, Я.С. Садовникова Уточнение характеристик движения жидкого реагента по диску при распылении форсункой	110
К.П. Манжула, А.В. Наумов О местной устойчивости балок с прямолинейными и криволинейными стенками	115
А.Г. Маслов, Жанар Батсайхан Разработка плоскостного глубинного виброуплотнителя бетонных смесей	122
Д.С. Межуев Анализ устройств для разогрева битумов	127
Д.С. Межуев Обзор конструкций машин для борьбы с гололедом	131
Ш.М. Мерданов, В.В. Конев, Д.М. Бородин Управление процессом тепловой подготовки гидропривода строительно-дорожных машин	135
В.А. Михайловская, А.Г. Савельев Математическая модель автогрейдера	140
Т.Н. Орехова, В.В. Краснов, Н.П. Демускин Выносные опоры автокранов	143
В.П. Павлов Автоматизированный структурно-параметрический синтез рабочего оборудования строительных машин	147
С.Б. Партнов, Е.С. Климова, Ю.Н. Лебедева Моделирование режимов и структуры укладочно – уплотнительного комплекта машин при строительстве асфальтобетонных покрытий дорог	152
В.А. Пенчук Повышение ресурса электродвигателей для ответственных технологических машин на стадии их проектирования и изготовления	158
В.А. Пенчук, В.М. Даценко Обоснование параметров ленточных конвейеров сортировки твердых бытовых отходов	161

Е.В. Рачков Реализация качественных показателей фрикционного привода конвейера	165
Л.В. Рядинская, Н.М. Лозовой, С.Ю. Лозовая Кинематика загрузки в устройствах с рабочей камерой различной формы.....	169
С.В. Савельев, В.В. Михеев, Д.В. Вяденко Определение горизонтальной составляющей силы сопротивления перемещению рабочего органа дорожного катка, как фактора, влияющего на энергоэффективность процесса уплотнения.....	173
Л.А. Сиваченко, А.Н. Хустенко Энерготехнологический фактор в развитии строительного и дорожного машиностроения	178
М.А. Степанов, Я.И. Цибиков Повышение надежности и безопасности работы АПП.....	182
Я.И. Тюрин, К.П. Мандровский Оценка влияния характеристик транспортных перемещений на длительность рабочего цикла фронтального погрузчика.....	190
И.Л. Ципурский О работе канатного двух челюстного ковша грейфера.....	196
И.В. Шуклин, М.Ф. Закиров Определение сопротивлений на рабочем органе малогабаритного цепного скальвателя льда	201
РАЗДЕЛ II. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ И АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ И МАШИНОСТРОЕНИИ	206
В.Ю. Анцев, А.Н. Шафорост Структурно-параметрический синтез подъемно-транспортных систем цехов и участков машиностроительных предприятий	206
А.С. Болховецкий, К.С. Галицков, М.А. Назаров Влияние внутреннего тепловыделения в ячеисто-бетонных изделиях при формировании тоберморита на динамику процесса автоклавирования.....	211
А.А. Гненный Сравнение характера изменения давления в камерах пневматического цилиндра по базовой модели Дроздова и уточненной модели с экспериментальными данными.....	215
Н.П. Демушкин, Т.Н. Орехова, В.В. Краснов, Н.С. Боровик, А.В. Шеховцов Линия для производства минерального порошка.....	220
А.И. Доценко, К.П. Мандровский Повышение качества асфальтобетонного покрытия автомобильных дорог путём проведения мониторинга параметров дорожных машин в процессе выполнения работ.....	223
А.Н. Дроздов, В.В. Степанов Разработка математических моделей ручных машин для сборочных работ	228
И.А. Емельянова, В.В. Блажко, А.И. Анищенко, О.В. Доброходова, Д.Ю. Суббота Универсальность технологических комплектов малогабаритного оборудования с	

использованием набрызгбетонирования в условиях строительных площадок.....	234
Р.Ф. Кашипов, Р.Л. Сахапов Системы управления дорожно-строительной техникой.....	240
Д.А. Колесник, А.Е. Курганский, Р.Р. Шарапов Состояние и перспективы применения технологии “вспененного битума”.....	245
В.Н. Лютов, Т.Е. Лютова Решение прикладной задачи моделирования механизации процесса инъекционного укрепления грунта под основание плитного фундамента.....	249
А.П. Масляницын, А.А. Кузнецова Математическая модель технологического процесса укладки бетонной смеси в форму.....	254
Д.С. Межуев Анализ конструкции битумохранилища и способы их подогрева.....	258
И.В. Носков, С.А. Ананьев Механизация процессов укрепления грунтов методом инъектирования.....	263
А.С. Фадеев, К.С. Галицков, С.Я. Галицков Структура системы интеллектуальной поддержки оперативного управления производством керамзита заданного качества.....	270
Е.В. Харламов, Р.Р. Шарапов, А.М. Агарков Применение сепаратора кипящего слоя в металлургическом производстве.....	274
Ринат Р. Шарапов Построение кривой разделения воздушного сепаратора по экспериментальным данным.....	279
Р.Р. Шарапов, А.Е. Курганский, Д.А. Колесник Актуальность и перспективы использования роботов и робототехнических систем в строительстве.....	285
Р.Р. Шарапов, Е.В. Харламов, А.М. Агарков О подходе к определению энергии на разрушение твердых тел.....	289
РАЗДЕЛ III. ПРОИЗВОДСТВО, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СТРОИТЕЛЬНЫХ, ДОРОЖНЫХ, ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ И КОММУНАЛЬНЫХ МАШИН	294
А.Ю. Ганшкевич, О.А. Александрова Диагностирование дефектов механизмов порталных кранов на основе анализа спектров вибрации.....	294
А.Ю. Ганшкевич, А.Г. Туркин Перспективы использования портативных летательных аппаратов при техническом диагностировании грузоподъемных кранов.....	298
Ю.И. Густов, И.В. Воронина, А.М. Ермак Повышение долговечности ножей дорожной фрезы.....	301
Ю.И. Густов, С.Ю. Слетов Оценка КПД сопряжения КВШ – тяговый канат пассажирского лифта.....	305
Ю.И. Густов, П.Е. Шишков Исследование износа шарниров рабочего оборудования гидравлического экскаватора.....	307

Ю.И. Густов, А.А. Юшков Повышение долговечности дробящих плит щековой дробилки способами износостойкой наплавки	311
С.В. Дьяконов, А.М. Замолотчиков Организация процессов перегрузки с судна на судно на акватории	313
С.В. Дьяконов, А.М. Замолотчиков Исследование процессов перегрузки груза с судна на судно на акватории.....	315
Д.Д. Емяшева, А.М. Замолотчиков Особенности работы крытых перегрузочных комплексов	317
А.М. Замолотчиков, С.В. Егоров Сравнительный анализ использования порталных и мобильных кранов в речных портах	320
А.М. Замолотчиков, Е.В. Кочеткова Анализ условий эффективного функционирования перегрузочных комплексов по перегрузке крахмала и крахмалопродуктов.....	322
А.М. Замолотчиков, А.В. Федяшов Исследование структуры комплексов технического обслуживания и ремонта малых судов яхтенных портов.....	324
И.И. Зарипова, Д.А. Новиков Перспективы развития и использования мобильных бетономесительных установок.....	327
В.А. Зорин Пути повышения экологической безопасности транспортно-технологических машин.....	331
В.А. Зорин, Е.А. Косенко, А.О. Дворянкин Перспективы применения аддитивных 3D-технологий при изготовлении деталей зубчатых передач дорожно-строительных машин	335
В.А. Зорин, Е.Ю. Ляхов Анализ долговечности посадочных мест подшипников, восстановленных полимерными материалами.....	337
В.В. Ильин, Е.И. Фомин Анализ технологии перевалки угля с применением крытых заглубленных складов в морских и речных портах	342
Б.Г. Ким, Р.А. Насруллоева Формирование оптимизированного графика технического обслуживания парков строительных машин.....	344
О.Г. Кокорева Сравнительный анализ методов упрочнения поверхностей металлоконструкций.....	348
А.Ю. Коноплин, Н.И. Баурова Оценка технологичности применения клеевых технологий ремонта машин в условиях Арктики.....	352
К.Ю. Крылов, Е.Е. Майоров Приспособление для обеспечения устойчивости измерительного комплекса.....	357
Н.В. Лапина, Н.И. Баурова Оценка технико-экономической целесообразности применения клеев-расплавов при ремонте машин ...	361
М.М. Махмутов, М.М. Земдыханов Устройство для нанесения пропитки дорожного полотна	366

Д.С. Межуев	Буровой раствор как средство повышения эффективности бурения.....	369
И.С. Нефёлов, Н.И. Баурова	Изготовление дополнительных ремонтных деталей с использованием аддитивных технологий	373
В.А. Судакова	Диагностирование механических трансмиссий на приводном стенде импульсным способом	377
РАЗДЕЛ IV. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПОДГОТОВКИ ИНЖЕНЕРНЫХ КАДРОВ В ОБЛАСТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ, ДОРОЖНЫХ, ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ И КОММУНАЛЬНЫХ МАШИН		
Ю.А. Веригин, Я.Ю. Веригина	Адаптация курса «механизация и автоматизация строительства» к стандарту фгос 3++ (презентация учебного пособия «механизация технологических процессов строительства», «строительные машины и оборудование»)	383
С.Я. Галицков, В.Н. Михелькевич	Методика проведения патентных исследований при подготовке специалистов по механизации и автоматизации строительства	386
Д.Ю. Густов	Проблемы компетентностного подхода формирования образовательных программ подготовки инженерных кадров	389
А.Н. Дроздов	Корпоративные кафедры - эффективный инструмент развития высшей школы	393
И.В. Дуданов, А.С. Фадеев, А.Э. Марадულიн	Методика внедрения в учебный процесс подготовки бакалавров изготовления механических узлов с помощью аддитивных технологий	397
Р.Ф. Кашипов, Р.В. Николаева	Формирование образовательного кластера в области строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин	401
А.В. Лобанов, Н.Н. Трушин	Лабораторное пневматическое оборудование	405
С.В. Репин, А.В. Зазыкин, Д.С. Орлов	Формирование системы жизнеобеспечения машин как средство обеспечения эффективности использования техники	410
ОГЛАВЛЕНИЕ		415