

Министерство образования и науки Российской Федерации
Белгородский государственный технологический
университет им. В. Г. Шухова

Международная научно-практическая конференция

ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ В ДОРОЖНОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛЯХ

Сборник докладов
Белгород 21-22 сентября 2017 г.

Белгород
2017

Министерство образования и науки Российской Федерации

Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова

**Международная научно-практическая
конференция**

**ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ
ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ В
ДОРОЖНОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ
ОТРАСЛЯХ**

Сборник докладов

Белгород 21–22 сентября 2017 г.

Белгород 2017

УДК 620.9:621.87:625

ББК 31.19:39

Э 65

Э 65 Энерго-ресурсосберегающие технологии и
оборудование в дорожной и строительной отраслях
БГТУ им. В.Г. Шухова. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2017.
– 345 с.

ISBN 978-5-361-00512-3

В сборнике представлены материалы научных исследований и инновационных разработок вузов Российской Федерации и зарубежья в области подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин. Тематика охватывает вопросы совершенствования конструкций, методов расчета, проектирования, исследований и эксплуатации машин и оборудования.

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

УДК 620.9:621.87:625

ББК 31.19:39

© Белгородский государственный
технологический университет
(БГТУ) им. В.Г. Шухова, 2017

ISBN 978-5-361-00512-3

УДК 621.926

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ В РАБОТЕ ДРОБИЛЬНО-ПОМОЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Романович А.А.¹

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

В статье приведен анализ происхождения и текстуры природных и техногенных материалов. Рассмотрены схемы силового воздействия на измельчаемый материал, реализуемые между валковыми рабочими органами. Определены основные пути, позволяющие повысить эффективность процесса дезинтеграции материалов с анизотропной текстурой.

Ключевые слова: Энергосбережение, текстура, силовое воздействие

WAYS OF IMPROVING EFFICIENCY IN THE WORK OF CRUSHING-HELMING EQUIPMENT

Romanovich A. A.¹

1. Belgorod State Technological University. V.G. Shukhov

The article gives an analysis of the origin and texture of natural and man-made materials. The schemes of force influence on the grinded material realized between the roller working bodies are considered. The main ways to improve the efficiency of the process of disintegration of materials with an anisotropic texture are determined.

Keywords: Energy saving, texture, force impact

Россия обладает 10-й по величине экономикой мира с преобладанием тяжелой промышленности, в том числе и производства строительных материалов, занимает третье место в мире по масштабам энергопотребления. При этом тратит больше энергии на единицу внутреннего валового продукта, чем любая из стран, входящих в десятку крупнейших потребителей энергии.

На процессы измельчения, которые являются одними из основных операций, осуществляемых в большинстве существующих технологиях производства, на сегодня в мире затрачивается около 10% всей производимой энергии [1]. При этом расход электроэнергии значительно возрастает с увеличением дисперсности полученного продукта. Известно, что расход электроэнергии на процессы дробления составляет 10–21 Дж/г, а на помол 360–3600 Дж/г. Поэтому

совершенствование технологии измельчения материалов и оборудования с целью снижения энергоемкости процесса является весьма актуальным.

Анализ происхождения природных материалов, составляющих основу сырьевой базы промышленности строительных материалов, позволил установить, что они образовались в недрах Земли или на ее поверхности за счет различных источников энергии. Одни произошли в результате эндогенных геологических процессов, связанных с силами, действующими внутри земли, другие в результате экзогенных процессов, обусловленных энергией солнца, воды, силой ветра, жизнедеятельностью организмов и других [2].

В результате реализации производственных процессов образуются попутные отходы производства и полуфабрикаты, структура которых формируется под действием высоких температур, давлений и т.д., они, как правило, имеют изотропную структуру и требуют дополнительной их переработки для производства различных строительных материалов. Например, огромное количество шлаков образуется в результате работы ТЭЦ и при выплавке стали. Только на Оскольском электрометаллургическом заводе в г. Старый Оскол ежегодно направляется в отвалы около миллиона тонн шлаков, тонкодисперсный продукт которых используется при получении вяжущих материалов и в качестве минеральных добавок в дорожном строительстве и др. [3].

Все эти материалы — это природные или техногенные соединения, образовавшиеся в результате деятельности геологических процессов или деятельности человека. Они обладают определенными запасами энергии, учет которой в технологиях их переработки позволит значительно уменьшить энергозатраты на их переработку.

Техногенные материалы и природные горные породы имеют изотропную или анизотропную текстуру и различные физико-механические характеристики, что требует индивидуального подхода к осуществлению процессов их дробления и помола с целью снижения энергозатрат.

Огромные резервы по энергосбережению при измельчении, на наш взгляд, содержат в себе материалы, имеющие анизотропную текстуру и широко используемые в производстве строительных и дорожно-строительных материалов [4,5]. Они имеют различный предел прочности в направлениях перпендикулярном и параллельном сланцеватости (табл.1).

Таблица 1

Характеристика анизотропных материалов

№ п/п	Наименование материала	Прочность на сжатие, МПа		Коэффициент анизотропии
		Перпендикулярно сланцеватости	В направлении сланцеватости	
1	Метаморфический сланец трещиноватый	130	59	2,2
2	Кварцито-песчаник полосчатый	112	46	2,43
2	Известняк оргоногенный плотный	95	65	1,46

Анализ существующего помольного оборудования позволил установить, что сегодня как у нас в стране, так и за рубежом проектируемое и эксплуатируемое дробильно-помольное оборудование не учитывает текстуру измельчаемых материалов.

Поэтому одним из направлений, позволяющих значительно уменьшить затраты электроэнергии на реализацию процессов измельчения, является разработка нового и совершенствование существующего оборудования, реализующего деформирование материалов с приложением усилия в направлении наименьшей их прочности.

Из вышеприведенных данных следует, что направление приложения усилия разрушения при измельчении хрупких тел различной текстуры во многом определяют выходные показатели процесса. Поэтому выбор геометрической формы рабочих органов агрегата и условий приложения силовых нагрузок являются важным резервом как конструктивно-технологического совершенствования оборудования, так и формирования технологического процесса в целом.

Проведенный анализ работы дробильно-помольного оборудования и способы разрушения материалов с анизотропной текстурой позволил установить, что создавать направленное силовое воздействие от их захвата рабочими органами до выхода из рабочей зоны позволяют агрегаты с валковыми рабочими органами.

Рассмотрим схемы силового воздействия на измельчаемый материал, реализуемые между валковыми рабочими органами, представленные на рис.1.

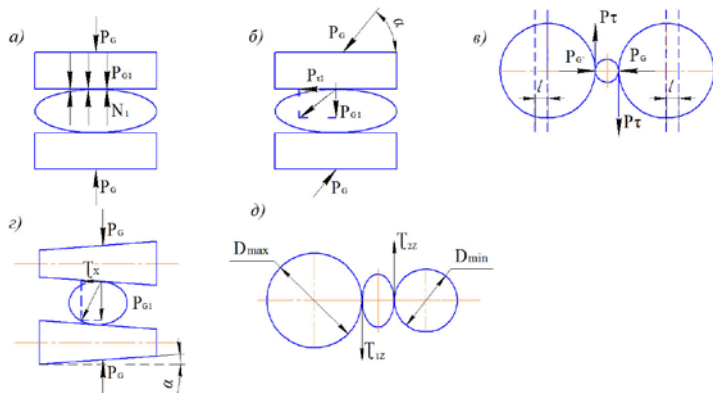


Рисунок 1 – Схемы силового воздействия при измельчении хрупких тел

При разрушении хрупкие тела претерпевают упругую, хрупкую и пластическую деформации. Наиболее простым случаем разрушения куска материала давлением является силовое воздействие между двумя параллельно расположенными поверхностями, например цилиндрическими валками, равных диаметров и вращаемых с одинаковой окружной скоростью (рис. 1, а). В точках контакта рабочей поверхности валков с материалом возникают раздавливающие усилия $P\sigma_1 \dots P\sigma_i$ со стороны валков,

$$P\sigma_{1\Sigma} = \sum_{i=1}^n (P\sigma_1 \dots P\sigma_i) \quad (1)$$

Эти усилия до момента его разрушения уравновешены реакциями $N_1 \dots N_i$, со стороны материала в направлении валков:

$$N_{1\Sigma} = \sum_{i=1}^n (N_1 \dots N_i) ; \quad N_{2\Sigma} = \sum_{i=1}^n (N_1 \dots N_i). \quad (2)$$

При равновесии деформируемого тела соблюдаются условия:

$$P\sigma_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n (P\sigma_1 \dots P\sigma_i) = \sum_{i=1}^n (N_1 \dots N_i). \quad (3)$$

При силовом воздействии под углом α к рабочей поверхности $P\sigma$ (рис.1,б) измельчаемое тело подвергается раздавливанию со сдвигом в направлении усилий $P\sigma_1 \dots P\sigma_i$ и их составляющих $P\sigma\tau_1 \dots P\sigma\tau_i$ и $P\tau_1 \dots P\tau_i$.

Однако реализация различных скоростей вращения за счет разности диаметров или различной их частоты вращения приведет к неравномерному износу их рабочих поверхностей и усложнению конструкции привода. При использовании эксцентриковых валков износ для каждого из валков будет одинаковым ввиду их поочередного изменения окружных скоростей. Поэтому для повышения надежности в работе целесообразно для измельчения анизотропных материалов применять агрегат с эксцентриковыми валками.

При увеличении угла приложения усилия $P\sigma$, а, следовательно, эксцентриситета валков, величина сдвигового деформирования тела $P\tau_1 \dots P\tau_i$ возрастает (рис. 1,в). Условие равновесия деформируемого тела соблюдается:

$$P\sigma = \sum_{i=1}^n (P\sigma\tau_1 \dots P\sigma\tau_i) \cos \alpha = \sum_{i=1}^n (N_1 \dots N_i). \quad (4)$$

Рассматривая условия равновесия деформируемого тела, получим значения реакции N_i со стороны неподвижной поверхности рабочего органа. Сила трения $F_{тр}$ и величина сдвигового деформирования тела $P\tau_i$ соответственно равны:

$$F_{тр} = Nf; \quad P\tau_i = P\sigma_i \sin \alpha. \quad (5)$$

Тогда реакция сил N со стороны всей поверхности рабочего органа, равна:

$$N = \frac{P\sigma}{f \sin \alpha + \cos \alpha} \quad (6)$$

где коэффициент трения материала о поверхность рабочего органа,

$$f = \operatorname{tg} \alpha.$$

Силовое воздействие $P\sigma$ под углом α (за счет различных окружных скоростей поверхности эксцентриковых валков) к нормали позволяет реализовать сдвиговое деформирование куска измельчаемого материала при максимальной составляющей раздавливающего воздействия. Особое значение этот фактор имеет для анизотропных тел (сланцеватой, слоистой, полосчатой) текстуры,

имеющих различную прочность в различных направлениях и подверженных сдвиговому деформированию и образованию лещадных пластин.

Анализ уравнения (6) показывает, что при равенстве касательных и нормальных напряжений ($\tau = \sigma$), максимальное значение

коэффициента трения f достигается при $\alpha = 45^\circ$. Отсюда следует важный для практического применения вывод, что для уменьшения образования лещадных частиц материала при разрушении анизотропного тела, угол приложения усилия в направлении перпендикулярном его сланцеватости не должен превышать 45° . При приложении усилия вдоль плоскостей спаянности (наименьшей прочности кусков) или под углом не более 45° осуществляется разрушение материала при меньших усилиях.

Более сложное деформирование измельчаемого материала осуществляется при приложении разрушающих усилий к поверхности куска под различными углами в различных плоскостях α и $\gamma = R_{\min}/R_{\max}$ (рис. 1, з, д).

$$N_1 = P\sigma_1 \cos a + \tau_{\Sigma_1} \sin a + \tau_{\Sigma_1 z} \cos R_{\min}/R_{\max}. \quad (7)$$

Такому силовому воздействию целесообразно подвергать материалы с изотропной или слабовыраженной анизотропной текстурой, так как создается объемно-сдвиговое деформирование, что позитивно скажется на величине энергозатрат.

В реальных условиях при измельчении слоя хрупкого материала процесс его деформирования гораздо сложнее, так как разрушение осуществляется не только под воздействием сил направленных в вышеуказанных направлениях, но и от соприкосновения друг с другом кусков материала, имеющих более сложную поверхность и различную прочность, а их силовое воздействие сориентировано по различным осям.

Систематизируя приведенные данные можно определить основные пути, позволяющие повысить эффективность процесса дезинтеграции материалов с анизотропной текстурой за счет:

- разработки новых технических решений по конструктивно-технологического совершенствования дробильно-помольного оборудования, позволяющего осуществлять измельчение материалов с учетом их текстуры и свойств;
- создания направленной подачи материалов с анизотропной текстурой к рабочим органам измельчителей;

- получения рациональных усилий измельчения материалов с учетом их текстуры;
- повышения износостойкости рабочих органов агрегатов при реализации процессов измельчения.

Список литературы

1. Романович А.А, Колесников А.В. Основы расчета и проектирования пресс-валковых агрегатов для измельчения анизотропных материалов: монография / Романович А.А, Колесников А.В.// – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2011. –164 с.
2. Романович А.А. Энергосберегающий помольный комплекс для измельчения анизотропных материалов // LAP LAMBERT Academic Publishing/ Германия. 2013. - 234с.
3. Romanovich A.A. Performance review and principal directions for development of a grinding equipment in cement factory / ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2014. Т. 9. № 11. С. 2367-2370.
4. Romanovich A.A. DEFINICION OF RATIONAL CONDITIONS OF MATERIALS GRIDING IN ENERGY-SAVING MILLING COMPLEX / World Applied Sciences Journal. 2013. Т. 25. № 2. С. 214.
5. Романович А.А. Направление совершенствования техники и технологии измельчения материалов с анизотропной текстурой / Романович А.А., Алехин П.В. // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2009. – № 2. – С. 104–106.
6. Романович А.А., Глаголев Е.С., Бабаевский А.Н. / Технология получения вяжущих с использованием техногенных отходов Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. - 2014. № 5. С. 102-105.

УДК 625

ВИБРАЦИОННЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИОННОГО УЗЛА ВИБРОПЛИТЫ

Андреев И.Е., Герасимов М.Д., Легейда В.А.¹

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

В работе рассмотрены вопросы классификация, анализ рынка, описание устройств вибрационных механизмов, а так же план проведения экспериментов вибровозбудителей на созданном вибростенде.

Ключевые слова: виброплита, вибратор, вынуждающая сила, круговые колебания, направленные колебания.

VIBRATION TEST BENCH TO STUDY THE VIBRATION NODE OF THE VIBRATING PLATE

Andreev I.E., Gerasimov M.D., Legeyda V.A.¹
*1. Belgorod State Technological University named after
V.G. Shukhov, Belgorod*

The paper considers the questions of classification, market analysis, description of device vibration mechanisms and plan to conduct experiments vibromassazhery created on a shaker.

Keywords: Plate compactor, vibrator, driving force, circular vibrations, directed vibrations.

Вибрационные плиты (далее, виброплиты) широко используются для уплотнения грунта при укладке плитки или перед укладкой асфальтобетонных покрытий в условиях проведения работ на ограниченных площадях [1].

Вопросами разработки теоретических основ и практического использования методов уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов занимаются многие отечественные учёные [2,3,4,5,6, 12].

В лаборатории «Инновационные вибрационные технологии и машины», созданной на кафедре подъёмно-транспортных и дорожных машин БГТК им. В.Г. Шухова, ведутся работы по совершенствованию вибрационного технологического оборудования [7,8,9,10,11].

Целью работы: анализ конструкции типовых виброплит, анализ рынка, а также предложение плана проведения эксперимента, выявляющего положительные и отрицательные стороны рассматриваемого оборудования.

Виброплиты, рис. 1, имеют разнообразный ряд конструктивных особенностей: бензиновые, дизельные, реверсивные, легкие, тяжелые и т.п. В связи с этим в сравнение с другими машинами они имеют свою классификацию.



Рисунок 1 – Общий вид виброплиты

По назначению

- Виброплиты для асфальта – предназначены для уплотнения крупнозернистых, мелкозернистых и песчаных холодных и горячих асфальтобетонных смесей, укладываемых как вручную, так и с применением асфальтоукладчика. Опорная плита отличается гладкой поверхностью с закруглёнными краями, что препятствует оставлению следов на асфальтированном покрытии.

- Виброплиты для грунта – предназначены для уплотнения различных видов грунта. От предыдущего типа отличаются рельефной поверхностью опорной плиты, большим весом и высокой амплитудой вибрации.

По способу движения

- Виброплиты прямого хода – имеют один вращающийся эксцентриковый дебаланс и перемещаются в процессе работы (уплотнения) только в одном направлении.

- Реверсивные виброплиты (с возвратно-поступательным движением) – имеют два вращающихся эксцентриковых дебаланса и в процессе работы могут перемещаться в разных направлениях. Наличие двух дебалансов позволяет в более широком диапазоне управлять работой виброплиты, от вибрации на месте до максимального движения вперёд или назад.

По сравнению с виброплитами поступательного движения, реверсивные вибрационные плиты являются более функциональными и совершенными механизмами. Реверсивные виброплиты особенно эффективны при работе на ограниченных для маневра участках.

По типу двигателя

- С бензиновым двигателем – характеризуются независимостью от источника питания, простотой управления, неприхотливостью в обслуживании, возможностью применения при отрицательных температурах.

- С дизельным двигателем – характеризуются надежностью, долговечностью, высокой мощностью, экономичностью.

- С электродвигателем – характеризуются малым весом (до 100 кг) и ограниченной функциональностью.

По способу управления

- Ручные виброплиты – управляются непосредственно оператором.

- Виброплиты с дистанционным управлением – управляются на расстоянии с помощью радиопередающего, лазерного или

инфракрасного устройства. Удобны для работы в ограниченных пространствах.

По эксплуатационной массе: сверхлёгкие – до 100 кг, лёгкие – от 100 до 200 кг, средние – от 200 до 500 кг, тяжёлые – свыше 500 кг.

Лёгкие виброплиты являются наиболее популярным типом, т. к. совмещают в себе удобство транспортировки и достаточно широкую функциональность. При этом, модельный ряд лёгких виброплит представлен как асфальтовыми, так и грунтовыми вариантами.

По виду привода: механические, гидравлические, электрические, пневматические.

Основные технические характеристики виброплит: ширина опорной плиты (мм), глубина уплотнения (мм), частота вибрации (Гц), амплитуда вибрации (мм), тип двигателя (дизель, бензин, электричество), мощность двигателя (кВт), расход топлива, электроэнергии (л/ч, кВт/ч), масса (кг), производительность (м²/ч), габаритные размеры (м).

Самыми распространенными являются виброплиты с механическим приводом от бензинового или дизельного двигателя. Механизмы с электроприводом применяются нечасто и только на тех объектах, где есть возможность организации электропитания с наименьшими затратами.

Виброплиты имеют разнообразные классы. Для определения класса виброплиты ссылаются на такие технические характеристики как: масса, тип двигателя, ход виброплиты, способ управления виброплитой, принадлежность к рабочему покрытию.

Для того что бы выбрать виброплиту из ряда предложенных, можно воспользоваться предложенным методом. Метод заключается в следующем: необходимо провести анализ по классу интересующей виброплиты на официальных сайтах производителе виброплит, в программе Microsoft Excel внести данные в таблицу и построить графики зависимостей.

Взяв за основу виброплиты массу, производим анализ рынка и строим таблицу.

Таблица 1.

Технические характеристики виброплит

Марка	Wacker Neuson	Zitrek	Euro Shatal	TSS	Paclite
Модель	WP 2050 W	CNP 15-1	PC1512	WP90TH	PC100H
Центробежная сила (кН)	20	13	15	15	15

Производительность (м ² /час)	660	660	660	660	600
Мощность двигателя (л.с.)	3,7	5,5	6	5,5	5,6
Частота вибрации (об/мин)	5400	5400	5000	5300	5000
Глубина уплотнения (см)	310	300	300	300	250
Масса	100	97	95	97	100

Далее по данным таблицы строим графики зависимостей.

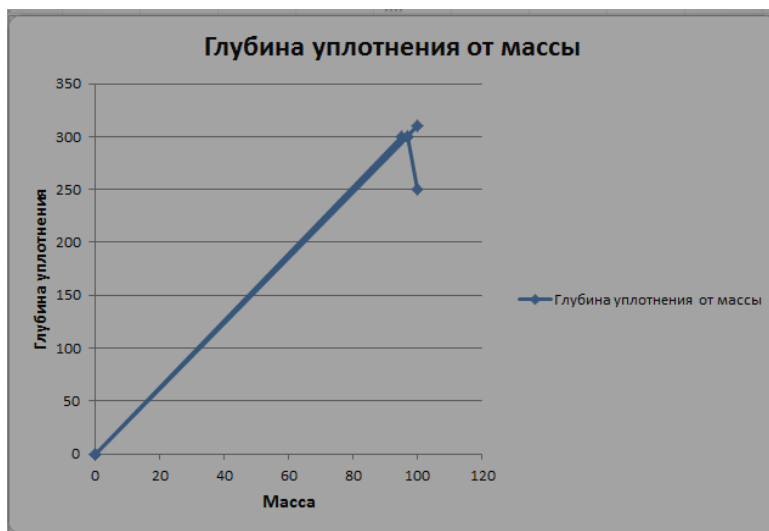


Рисунок 2 – График зависимости глубины уплотнения от массы

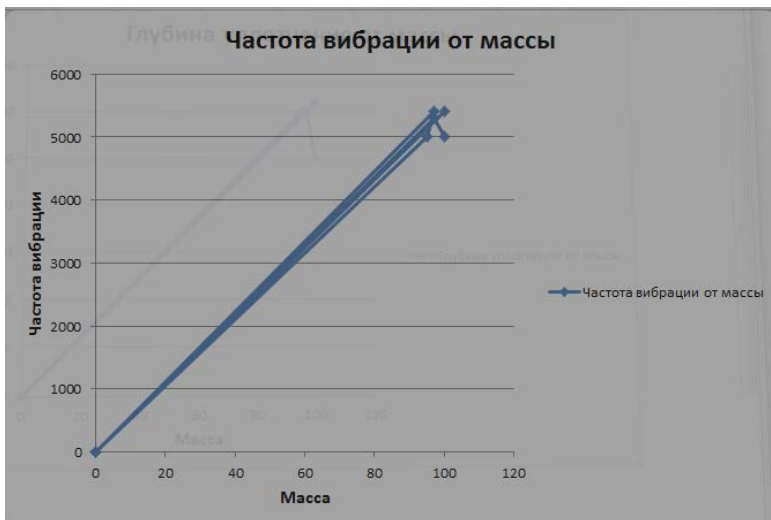


Рисунок 3 – График зависимости частоты вибрации от массы

По графикам видно, что все виброплиты имеют практически схожие характеристики, но явным лидером является виброплита марки Wacker Neuson WP 2050 W.

Основным рабочим механизмом вибрационных плит является дебалансный механизм круговых колебаний.

Вибраторы - это устройство, создающее колебательные движения за счет преобразования подводимой вращательной энергии.

Все современные виброплиты имеют вибраторы круговых колебаний, рис. 4.



Рисунок 4 – Вибратор круговых колебаний

Дебалансный механизмы круговых колебаний состоят из: корпуса, подшипников, вала, дебаланса, крышки 2 шт.

Вибратор круговых колебаний работает следующим образом:

– Двигатель вращает вал вибратора, в результате чего вращается дебаланс, который жестко закреплен к валу или является его частью.

– Под действием вращения вала создаются круговые колебания, которые через корпус вибратора передаются рабочей машине.

Дебалансный механизм направленных колебаний состоят из: корпуса, подшипников, вала, дебаланса, кассеты, крышки 2 шт.

Вибратор направленных колебаний работает следующим образом:

– Вал дебаланса вращается под действием крутящего момента двигателя. Вал имеет зубья для возможности легкого передвижения по зубчатой беговой дорожке.

– Под действием вращения вала, а также специального конструктивного крепления дебаланса к валу, которое позволяет дебалансу ходить только в 2-х направлениях, создаются направленные колебания, которые через корпус вибратора передаются рабочей машине.



Рисунок 5 – Виброкассета дебалансного механизма

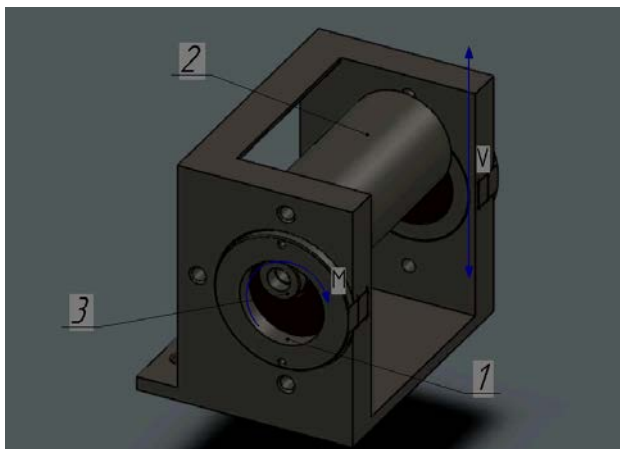


Рисунок 6 – Принцип работы дебалансного механизма направленных колебаний
 1 – беговая дорожка, 2 – дебаланс, 3 – вал, М – момент кручения, V – направление дебаланса и вибрации

Для выявления недостатков и преимуществ одних вибрационных механизмов перед другими предлагается план проведения экспериментов на испытательном стенде.



Рисунок 7 – Общий вид испытательного стенда

Стенд состоит из: основания, фиксатора, электродвигателя, распределительного щита.

К основанию прикреплен фиксатор и электродвигатель, к фиксатору в дальнейшем будут крепиться вибрационные механизмы.

К двигателю проведено электропитание.

Вибрационные механизмы непосредственно подсоединяются к электродвигателю для передачи им крутящего момента.

Работа состоит из следующих пунктов:

1. Снять дебалансный механизм круговых колебаний с виброплиты.

2. Установить дебалансный механизм круговых колебаний на испытательном стенде и подключить его к электродвигателю.

3. Во время работы двигателя произвести замеры при помощи виброметра, результаты записать в таблицу. Эту операцию необходимо проделать несколько раз.

4. Установить дебалансный механизм направленных колебаний на испытательном стенде и подключить его к электродвигателю.

5. Во время работы двигателя так же произвести замеры при помощи виброметра, результаты записать в таблицу. Эту операцию необходимо проделать несколько раз.

6. Обработать полученные результаты и сравнить их.

7. По результатам выявить преимущества и недостатки обоих дебалансных механизмов.

8. Сделать выводы.

Вывод. Выполнен обзор классификации виброплит, проведен анализ рынка, проведено ознакомление с конструкцией вибрационных механизмов, а также методикой проведения экспериментов над вибраторами. Разработана конструкция и создан в металле стенд для испытания и исследования вибрационных механизмов вибрационных плит.

*Работа выполнена по договору на проведение НИР по гранту в рамках реализации Программы стратегического развития БГТУ им. В.Г. Шухова.

Список литературы

1. <http://www.stroukom.com/vibroplita-dynapac.html>
2. Кустарев В.Г. Методы и приборы для контроля качества строительства дорожных покрытий / Г.В. Кустарев, С.А. Павлова, Х.А. Джабраилов //Проблемы совершенствования конструкций строительных, дорожных, коммунальных и аэродромных машин: материалы семинара. – М. 2-3 февраля 2011 г. – С. 69.
3. Савельев С.В. Адаптация режимов работы дорожного катка для уплотнения грунтов / С.В. Савельев, Н.А. Азюков // Известия высших учебных заведений. Строительство. – Новосибирск, 2004 -№8. – с. 90-93.
4. Тюремнов И.С. Обзор систем непрерывного контроля уплотнения грунта для вибрационных катков. Часть 1 / И.С. Тюремнов, А.С. Морев // Вестник ТОГУ. – 2015. №1(39) – с 99-108.

5. Тюремнов И.С. Обзор систем непрерывного контроля уплотнения грунта для вибрационных катков. Часть 1 / И.С. Тюремнов, А.С. Морев // Вестник ТОГУ. – 2015. №1(40) – С. 69-76.
6. Кондратьев А.В. Исследование прочностных характеристик брикетов из сухой асфальтобетонной смеси / А.В. Кондратьев, Д.Г. Масленников, Ю.Н. Павлов // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твёрдых тел, деталей технологического и энергетического оборудования. – Тверь: Изд-во Тверского гос. техн. ун-та, 2014. – Вып. 7. – С.103 - 106.
7. Герасимов М. Д., Герасимов Д. М., Исаев И. К., Шарапов Р.Р. Одновальный планетарный вибратор направленных колебаний. Решение о выдаче патента по заявке RU 2012 133129 от 2014.01.13.
8. Герасимов М.Д., Герасимов Д.М. Определение закона движения, скорости и ускорения центра масс планетарного вибровозбудителя // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2013. №12. С. 8 – 11.
9. Герасимов М. Д., Мкртычев О. В. Кинематический анализ вибрационного механизма планетарного типа // Science Time. 2014. № 4. С. 44 – 57.
10. Герасимов М.Д. Способ получения направленных механических колебаний для практического применения в технологических процессах // Строительные и дорожные механизмы. 2014. №1. С. 35 – 38.
11. Герасимов М.Д., Мкртычев О.В., Герасимов Д.М. Методика определения величины разбалансировки направленных колебаний планетарного вибратора // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2016. №1. С. 107-110.
12. Бауман В.А., Быховский И.И., Гольдштейн Б.Г. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Москва. «Машиностроение», 1970 г

УДК 625

ОПИСАНИЕ ДИСПЕРСНОГО СОСТАВА ЦЕМЕНТА

Анненко Д.М., Романович М.А.¹

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

В статье предложен способ получения аналитических выражений описывающих дисперсный состав сепарированного цемента, базирующийся на методе аппроксимации экспериментальной кривой аналитическими выражениями с использованием метода наименьших квадратов и условий сшивки аналитических выражений, определяемых на двух и более интервалах.

Ключевые слова: Свойства цементов, дисперсный состав, аналитическое выражение.

DESCRIPTION OF THE DISPERSION COMPOSITION OF CEMENT

Annenko D.M., Romanovich M.A.¹

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

The article proposes a method for obtaining analytical expressions describing the dispersed composition of the separated cement based on the method of approximation of the experimental curve by analytical expressions using the method of least squares and the conditions for matching analytical expressions determined at two or more intervals.

Key words: Cement properties, dispersed composition, analytical expression.

Строительно-технологические свойства цементов, такие как активность, водопотребление, водоотделение, сроки схватывания и другие, существенным образом зависят от зернового состава. При одних и тех же качественных показателях (удельная поверхность, остаток на контрольном сите) соотношения фракций внутри порошков могут быть различны, что определяет качественные показатели вяжущего. Все существующие на сегодняшний день аналитические соотношения, описывающие состав тонкодисперсных порошков, не дают высокой точности и не могут быть применены для описания дисперсного состава порошка с другими параметрами [1-5].

Распределение фракции, со следующими параметрами $Q = 30$ т/ч; $\rho_{уд} = 4050$ см²/г; $D = 99\%$; $D_{32} = 17,1$ мкм; $D_{34} = 4,04$ мкм; $uniformity = 0,807$, (рисунок 1) можно описать при помощи известных аналитических выражений с хорошей степенью точности.

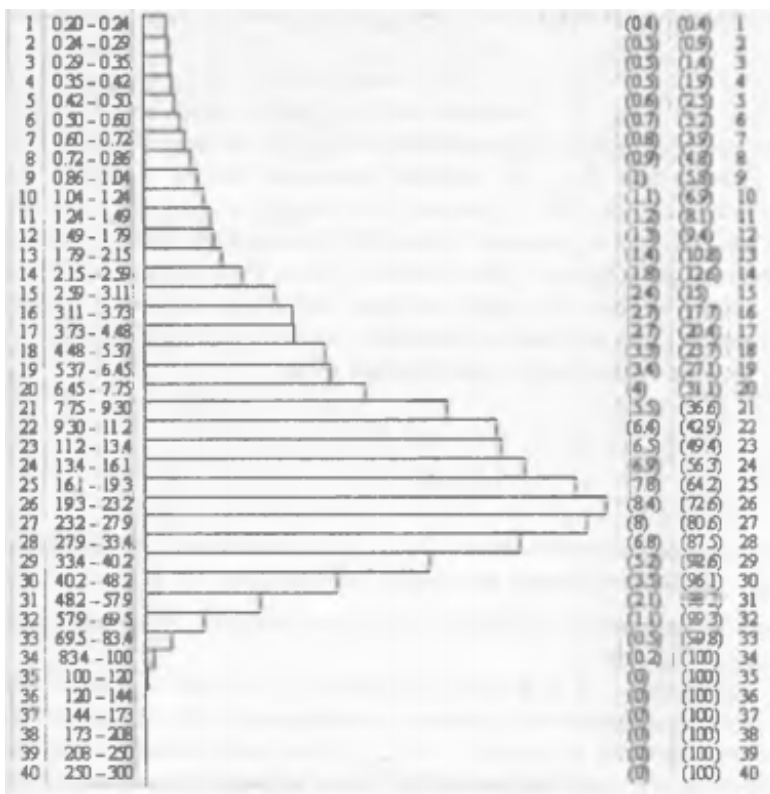


Таблица соответствия размеров частиц (D, мкм) с заданными значениями весовой доли

	08	94	36	42	03	36	76	43	63	00
P %		0	0	0	0	0	0	5	0	00

Таблица массовой доли частиц (P%), соответствующая за данными значениями размеров частиц

	5	5	22	9	36	56	57	97	00	00
D, мкм										
m	,50			0	0	0	0	0	50	00

В таблице приводятся значения весовых долей содержащихся в материалах размеров меньше указанного диаметра

D₃₂ – 171 мкм D₃₄ – 101 мкм S_{pen} – 2552
 Uniformity – 0,807

Рисунок 1. Кривая построения по экспериментальным данным, полученным с помощью лазерного анализа частиц на аппарате Micro Sizer 201

В данной работе предложен способ получения аналитических выражений, описывающих дисперсный состав сепарированного цемента, базирующийся на методе аппроксимации экспериментальной кривой аналитическими выражениями с использованием метода наименьших квадратов и условий сшивки аналитических выражений, определяемых на двух и более интервалах.

Для получения аналитического выражения, аппроксимирующего экспериментальную кривую необходимо интервал изменения дисперсного состава порошка (размера частиц порошка) разбить на две части, где в качестве правой границы первого интервала удобно выбрать то значение диаметра частицы, при котором экспериментальная кривая массового распределения принимает максимальное значение. Таким образом, интервал изменения диаметра частиц порошка можно представить в виде:

$$[d_n, d_{max}] \cup [d_{max}, d_k],$$

где d_n – левая граница изменения диаметра частиц порошка; d_k – правая граница изменения диаметра частиц порошка; $D, \text{мкм}$ - массовое распределение; d_{max} – значение диаметра частиц порошка, отвечающее локальному максимуму экспериментальной кривой массового распределения.

Аппроксимацию экспериментальной кривой будем осуществлять функцией следующего вида:

$$f(x) = \begin{cases} \frac{A}{x^\alpha} + \frac{B}{x^\beta}, & \text{если } d_n \leq x \leq d_{max} \\ C e^{\left(\frac{1}{d_0}\right)^n}, & \text{если } d_{max} \leq x \leq d \end{cases} \quad (2)$$

где A, B, C, α , β , n, d_0 неизвестные параметры функции (2), поиск значений которых можно осуществить по следующей методике.

1. Параметры A и B можно выразить через α и β , если воспользоваться тем, что функция f(x) имеет локальный

максимум, координаты которого должны совпадать с координатами максимума экспериментальной кривой. На основании этого утверждения на отрезке $x \in [d_n, d_{max}]$ можно составить систему двух уравнений с четырьмя неизвестными. Если в качестве базисных переменных выбрать A и B , то системы можно представить в следующем виде:

$$\begin{cases} A = A(\alpha, \beta) \\ B = B(\alpha, \beta) \end{cases} \quad (3)$$

Подстановка соотношения (3) в (2) позволяет на интервале $d_n \leq x \leq d_{max}$ сократить число исходных параметров до двух. Значение последних на искомом интервале можно определить, используя метод наименьших квадратов.

2. Параметры C и d_0 искомой функции (2) можно выразить через « n », если воспользоваться условием непрерывности функции (2) и ее первой производной в точке $x = d_{max}$. Эти два условия позволяют получить систему двух уравнений с тремя неизвестными, из которой можно найти значения параметров C и d_0 через « n »:

$$\begin{cases} C = C(n) \\ d_n = d_n(n) \end{cases} \quad (4)$$

3. Окончательные значения параметров C , d_0 , n можно получить, используя метод наименьших квадратов в области $d_{max} \leq x \leq d$
4. Применение описанной выше методики к экспериментальной кривой, приведенной на рис. 1 позволяет с помощью ЭВМ получить для функции (2) следующие значения параметров:

$$A = -0,000545; B = -1,048801; C = 8,407138; \alpha = -2,866409;$$

$$\beta = -0,787473; d_0 = 57,89433; n = 3,5;$$

Таким образом:

$$f(x) = \begin{cases} \frac{-0,000545}{x^{-2,866409}} + \frac{-1,048801}{x^{-0,787473}}, & \text{если } d_n \leq x \leq d_{max} \\ 8,407138 e^{\left(\frac{1}{57,89433}\right)^{3,5}}, & \text{если } d_{max} \leq x \leq d \end{cases} \quad (5)$$

На рис.2 приведены экспериментальные значения (точки) и аналитическая кривая (2), аппроксимирующая экспериментальные

данные. Как следует из приведенных кривых описанная выше методика позволяет достаточно точно (максимальное значение не превышает 10% точности) аппроксимировать вид экспериментальной кривой аналитическими выражениями.

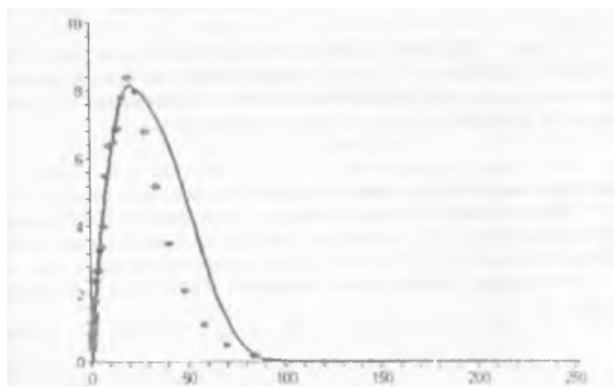


Рисунок 1 – Экспериментальные данные и графики найденных функций, построенные в одной системе координат

Таким образом, как следует из приведенных кривых описанная выше, методика позволяет достаточно точно (максимальное значение не превышает 10% точности) аппроксимировать вид экспериментальной кривой аналитическими выражениями.

Список литературы

1. Романович А.А., Колесников А.В. Основы расчета и проектирования пресс-валковых агрегатов для измельчения анизотропных материалов: монография / Романович А.А., Колесников А.В.// – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2011. –164 с.
2. Романович А.А. Энергосберегающий помольный комплекс для измельчения анизотропных материалов // LAP LAMBERT Academic Publishing/ Германия. 2013. - 234с.
3. Romanovich A.A. Performance review and principal directions for development of a grinding equipment in cement factory / ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2014. Т. 9. № 11. С. 2367-2370.
4. Romanovich A.A. DEFINICION OF RATIONAL CONDITIONS OF MATERIALS GRIDING IN ENERGY-SAVING MILLING COMPLEX / World Applied Sciences Journal. 2013. Т. 25. № 2. С. 214.
6. Романович А.А., Глаголев Е.С., Бабаевский А.Н. / Технология получения вяжущих с использованием техногенных отходовестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова.- 2014.№ 5. С. 102-105.

УДК 625

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ МАТРИЦЫ КЛАССИФИКАЦИИ ГОТОВОГО ПРОДУКТА

Анненко Д.М.¹

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

В статье представлены теоретические зависимости, описывающие процесс сепарации тонкодисперсных фракций. Рассмотрено определение элементов матрицы классификации по дисперсным составам исходного и готового продукта. Получено уравнение для определения показателей эффективности разделения сепаратора.

Ключевые слова: матрицы классификации, массопотоки, оптимальные значения.

DETERMINATION OF ELEMENTS OF MATRIX CLASSIFICATION OF FINISHED PRODUCT

Annenko D.M.¹

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

The article presents theoretical dependencies describing the process of separation of finely dispersed fractions. The determination of the elements of the classification matrix for the dispersed compositions of the initial and final product is considered. An equation is obtained for determining separator separation performance.

Keywords: classification matrices, mass flows, optimal values.

Ранее выведены теоретические зависимости, описывающие процесс сепарации тонкодисперсных фракций. Эти зависимости содержат параметры, которые могут быть идентифицированы по опытным данным[1-4].

Таковыми данными являются относительные выносы (доли) отдельных фракций исходного материала в готовый продукт. Эти доли являются элементами диагональной матрицы классификации C , которая является дискретным аналогом функции разделения:

$$C_{ii} = \varphi(d) \quad (1)$$

Рассмотрим определение элементов матрицы классификации по дисперсным составам исходного и готового продукта.

Массопотоки исходного, готового и грубого (крупки) продуктов обозначим B_n , B_r , B_k , а векторы - столбцы их фракционных составов, соответственно f_i^n , f_i^r , f_i^k , где $i = 1, 2, \dots, m$ - номер фракции получим:

$$B_n = B_r + B_k \quad (2)$$

$$B_n f_i^n = B_r f_i^r + B_k f_i^k \quad (3)$$

$$B_n C_n f_i^n = B_r f_i^r \quad (4)$$

$$B_n (1 - C_n) f_i^n = B_k f_i^k \quad (5)$$

Суммируя формулы (4) и (5) по всем фракциям получим:

$$B_r = B_n \sum_{i=1}^m C_n f_i^n \quad (6)$$

$$B_k = B_n \sum_{i=1}^m (1 - C_n) f_i^n \quad (7)$$

Из формул (6) и (7) вытекают также соотношения, определяющие зерновые составы готового и грубого продуктов сепарации:

$$f_i^r = \frac{B_n}{B_r} C_n f_i^n = \frac{C_n f_i^n}{\varphi_r} \quad (8)$$

$$f_i^k = \frac{B_n}{B_r} (1 - C_n) f_i^n = \frac{(1 - C_n) f_i^n}{\varphi_r} \quad (9)$$

а также балансовое соотношение для отдельных фракций:

$$f_i^n = \varphi_r f_i^r + (1 - \varphi_r) f_i^k \quad (10)$$

Здесь $\varphi_r = B_r / B_n$ относительный выход мелкого продукта из сепаратора.

Соотношение (10) может быть использовано для определения элементов матрицы классификации по гранулометрическим составам исходного и готового продуктов, определенным экспериментально, например, с помощью лазерного анализатора частиц:

$$C_n = \varphi \frac{f_i^r}{f_i^m} \quad (11)$$

Входящие в уравнение (11) величины φ_n , f_i^m , и f_i^r всегда определяются с некоторыми случайными погрешностями. Однако, значения массопотоков определяются более точно, чем содержание отдельных фракций, поэтому величину φ_n можно считать достоверной. Истинные значения f_i^m , f_i^r , f_i^k представлены в виде сумм измеряемых значений этих величин \bar{f}_i^m , \bar{f}_i^r и \bar{f}_i^k и их неизвестных случайных поправок \tilde{f}_i^m , \tilde{f}_i^r и \tilde{f}_i^k :

$$f_i^m = \bar{f}_i^m + \tilde{f}_i^m$$

$$f_i^r = \bar{f}_i^r + \tilde{f}_i^r$$

$$f_i^k = \bar{f}_i^k + \tilde{f}_i^k.$$

Подставив соотношения (11) в уравнение, получим:

$$\Delta f_i = \bar{f}_i^k - \bar{f}_i^m - \varphi_n (\bar{f}_i^k - \bar{f}_i^m), \quad (12)$$

где Δf_i — невязка, которая возникает при подстановке в уравнение (12) фактически измеряемых значений относительных содержаний i -ой фракции в исходном и крупном продуктах. Невязка Δf_i обусловлена случайными погрешностями измерений:

$$\Delta f_i = \tilde{f}_i^m - \tilde{f}_i^r - \varphi_n (\tilde{f}_i^k - \tilde{f}_i^m), \quad (13)$$

Оптимальное распределение общей невязки между исходным, крупным и готовым продуктами можно получить с помощью метода наименьших квадратов, минимизируя сумму квадратов поправок

$$F = \tilde{f}_i^{m2} + \tilde{f}_i^{r2} + \tilde{f}_i^{k2} : \quad \tilde{f}_i^m = \frac{4f_i}{2(1-\varphi_r + \varphi_r^2)}, \quad \tilde{f}_i^r = \frac{4f_i(1-\varphi_r)}{2(1-\varphi_r + \varphi_r^2)}, \quad \tilde{f}_i^k = \frac{4f_i\varphi_n}{2(1-\varphi_r + \varphi_r^2)} \quad (14)$$

С учетом поправок, обеспечивающих соблюдение баланса массы отдельных фракций, формула (4.) принимает вид:

$$C_n = \varphi \frac{(\bar{d} + \bar{R})}{(\bar{d}^n + \bar{R}^n)} \quad (15)$$

Пот известной матрице классификации могут быть рассчитаны основные характеристики процесса сепарации продуктов измельчения в шаровых мельницах. Введем обозначение: $C_n = C(\bar{d})$

Тогда граничный размер разделения в сепараторе, т.е. размер фракции, которая при сепарации разделяется поровну между мелким и крупным продуктами, определяется из условия:

$$C(d_{гр}) = 0,5 \quad (16)$$

Если ни один из элементов матрицы не приближается с необходимой точностью к значению 0,5, т.е. имеет место неравенство:

$$C(\bar{d}_{i-1}) < 0,5 < C(\bar{d}_i), \quad (17)$$

то граничный размер зерна может быть найден путем линейной интерполяции:

$$\bar{d} = \bar{d}_{i-1} + \frac{0,5 - C(\bar{d}_{i-1})}{C(\bar{d}_i) - C(\bar{d}_{i-1})} (\bar{d}_i - \bar{d}_{i-1}) \quad (18)$$

Определив таким образом $\bar{d}_{0,75}$ и $\bar{d}_{0,25}$, найдем показатель эффективности разделения сепаратора:

$$\chi = \frac{\bar{d}_{0,75}}{\bar{d}_{0,25}} \quad (19)$$

Коэффициент полезного действия сепаратора и степень его проскока определяются по формулам:

$$z = \sum_{\bar{d} \leq \bar{d}_{гр}} C(\bar{d}_i) \quad (20)$$

$$e = \sum_{\bar{d} \leq \bar{d}_{гр}} C(\bar{d}_i) \quad (21)$$

Идентификация параметров теоретической функции разделения (4) по опытным точкам $C(\bar{d}_i)$ методом наименьших квадратов затруднена. Оптимальные значения k и D можно найти путем проведения многовариантного вычислительного эксперимента в ходе которого выполняется непосредственная минимизация суммы квадратов невязок экспериментальных и теоретических данных на множестве допустимых значений параметров k и D .

Список литературы

1. Романович А.А, Колесников А.В. Основы расчета и проектирования пресс-валковых агрегатов для измельчения анизотропных материалов: монография / Романович А.А, Колесников А.В.// – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2011. –164 с.
2. Романович А.А. Энергосберегающий помольный комплекс для измельчения анизотропных материалов // LAP LAMBERT Academic Publishing/ Германия. 2013. - 234с.

3. Romanovich A.A. Performance review and principal directions for development of a grinding equipment in cement factory / ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2014. Т. 9. № 11. С. 2367-2370.

4. Romanovich A.A. DEFINICION OF RATIONAL CONDITIONS OF MATERIALS GRIDING IN ENERGY-SAVING MILLING COMPLEX / World Applied Sciences Journal. 2013. Т. 25. № 2. С. 214.

УДК 625

МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ АВТОГРЕЙДЕР

Байдин К., Голубятников А.А.¹

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

Современное строительство включает возведение автомобильных дорог, аэродромов, мостов, путепроводов, тоннелей и других инженерных сооружений, значение которых для жизни цивилизованного общества трудно переоценить

Ключевые слова: автогрейдер, исследование.

MULTIFUNCTIONAL MOTOR GRADER *Andreev I.E., Gerasimov M.D.¹*

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

Modern construction includes the construction of highways, airfields, bridges, overpasses, tunnels and other engineering structures, whose importance for the life of a civilized society can not be overestimated

Keywords: motor grader, research.

Современное строительство включает возведение автомобильных дорог, аэродромов, мостов, путепроводов, тоннелей и других инженерных сооружений, значение которых для жизни цивилизованного общества трудно переоценить. Его концепция предусматривает выполнение обширного перечня операций в качестве обязательных составляющих технологического процесса. Сюда входят очистка территорий от растительности и почвенного слоя, разработка, перемещение и укладка больших объемов нескального и скального грунта, добыча, переработка, сортировка, перевозка и укладка строительных материалов природного происхождения, а также изготовление искусственных строительных материалов. Любая из перечисленных операций из-за грандиозного объема работ не может

быть выполнена в короткие сроки без привлечения соответствующих машин и механизмов. Таким образом, существование и совершенствование развитого многофункционального парка строительных и дорожных машин, каждая из которых занимает определенное место в сложной технологической цепочке, объективно необходимо [1].

Грандиозные масштабы дорожного строительства в РФ требовали и требуют непрерывного увеличения выпуска специализированных дорожных машин современной конструкции. Использование этих машин до сих пор обеспечивает достижение необходимой производительности труда и выполнение задач, поставленных перед строителями – дорожниками.

Среди этих машин заметное место занимают автогрейдеры. Автогрейдер представляет собой одну из наиболее распространенных дорожно-строительных машин.

Все работы автогрейдер выполняет с помощью основного рабочего оборудования - отвала с режущими ножами. Но для расширения области применения автогрейдеров на них устанавливается следующее дополнительное оборудование:

- а) кирковщик (рыхлительное оборудование);
- б) бульдозерное оборудование;
- в) путепрокладочное оборудование;
- г) снегоочистительное оборудование.

Копание или перемещение грунта автогрейдером используют, например, при возведении насыпей, устройстве корыта в земляном полотне и профилировании дороги.

Насыпи возводят автогрейдерами при продольных проходах и послойном вырезании грунта, начиная от внутренней бровки резерва (рис. 1). При вырезании грунта и перемещении его в насыпь грейдером или автогрейдером совершают круговые проходы и разрабатывают попеременно резервы с обеих сторон насыпи (рис. 2). Насыпь послойно уплотняется пневмоколесными катками или другими средствами.

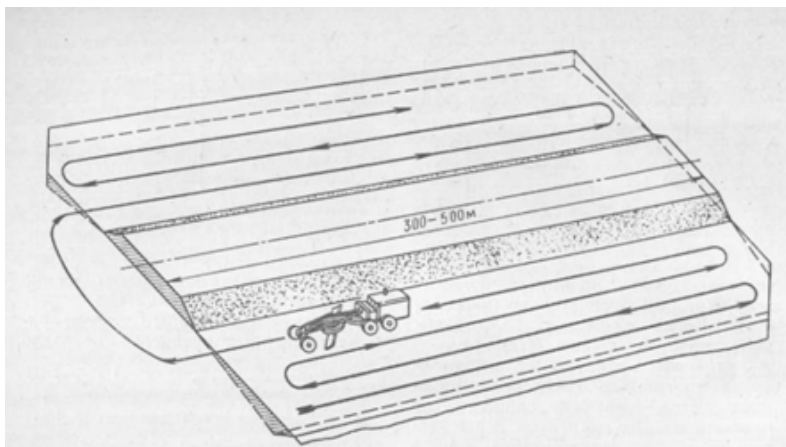


Рисунок 1 – Возведение насыпи автогрейдером из боковых резервов

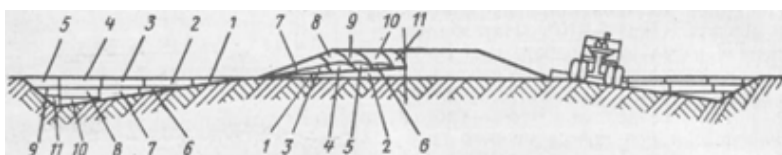


Рисунок 2 – Порядок проходов автогрейдера при возведении насыпи из боковых резервов:

1-11 - последовательность проходов

Если длина захватки составляет 0,4-1,5 км то автогрейдеры перемещаются по кругу. При каждом проходе они выполняют только одну операцию при одной установке отвала. Челночные движения автогрейдера применяются при коротких захватках, длиной около 0,15-0,4 км. При длине захватки, близкой к 0,4 км, автогрейдер разрабатывает грунт при прямом и обратном движениях, разворачивая отвал на 180° в конце участка перед изменением направления движения. Если же длина захватки близка к 0,15 км, автогрейдер совершает обратное движение вхолостую [2].

Возведение насыпи осуществляется автогрейдером с резанием грунта отвалом двумя схемами: лучевой (рис.3а) или послойной (рис.3б). Выбрав и установив необходимый угол захвата отвала, его передний конец будет зарезаться в грунт на требуемую глубину. Срезанный грунт при движении автогрейдера смещается вдоль отвала, в сторону возводимой насыпи, и образует валик.

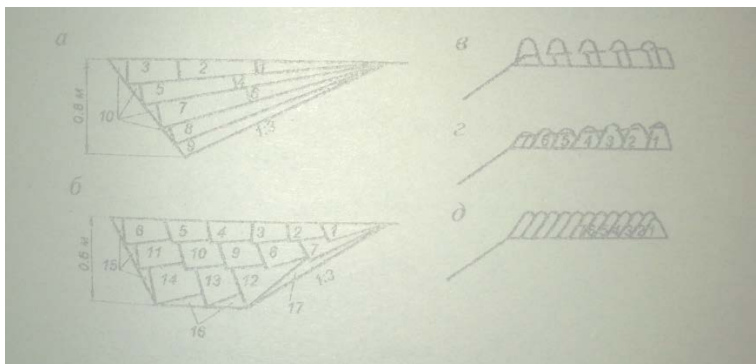


Рисунок 3 – Схемы разработки автогрейдерами боковых резервов:
 а - лучевая схема; б - послойная схема; в - укладка валика в разбежку; г -
 укладка валика в полуприжим;
 д - укладка валика в прижим;
 1-17 - очередность укладки валиков

При профилировании грунтовой дороги первым проходом намечается ее разбивка по ширине и направлению и поэтому первый проход является наиболее ответственным; целесообразно перед первым проходом разметить внешние края кюветов колышками, которые облегчают водителю сохранять направление при движении.

При последующих проходах боковые кюветы углубляют и вырезанный из них грунт перемещают на дорожное полотно. Последними проходами дорожное полотно планируют (выравнивают) и профилируют, т. е. его поверхности придают поперечные уклоны, обеспечивающие сток воды в боковые кюветы [3].

Как правило, грейдеры делают проходы вкруговую, т. е. за первую половину каждого прохода обрабатывают одну сторону дорожного полотна, а за вторую половину прохода в обратном направлении - вторую его сторону.

Проведенные исследования работы автогрейдера, а также патентные исследования показали, что для наиболее эффективной работы автогрейдера необходима его модернизация.

С целью повышения мобильности и маневренности автогрейдера, особенно при работе в стесненных условиях, целесообразно основную раму выполнить шарнирно сочлененной, при этом передней полурамой управлять при помощи гидроцилиндров, изменяя положения на ± 30 градусов относительно направления движения.

Провели расчет мощности автогрейдера ДЗ-98, его технические характеристики приведены в таблице 1.

Тип машины, модель	B , м	H , м	q , м	φ , град	δ , град	h , м	a , мм	Категория, вид и состояние грунта
Автогрейдер ДЗ-98	4,20	0,70	-	35	55	0,09	12	III глина разрых- ленная влажная

Мощность, затрачиваемая на процесс копания $N_{\text{коп}}$, кВт, определяется по формуле:

$$N_{\text{коп}} = \frac{\sum W_{\text{коп}} \cdot \eta_{\text{рез}}}{\eta_{\text{прив}}}, \quad (1)$$

$$N_{\text{коп}} = \frac{63,77 \cdot 1,1}{0,7} = 100,21 \text{ кВт} \approx 136 \text{ (л. с.)}$$

Для проведения ряда работ в дорожном строительстве применение такой техники как автогрейдер не заменимо. Модернизация рабочего оборудования заслуживает повышенного внимания и проведенные нами исследования показывают, что мощность на копание снижается за счет применения шарнирно сочлененной основной рамы и применения гидроцилиндров, которые дают возможность изменять положение на ± 30 градусов относительно хода движения.

Список литературы

- 1 Богомолов А.А. Дорожно-строительные машины: учебное пособие: в 3 ч. Ч.2. / А.А. Богомолов, М.Д. Герасимов. - Белгород: Изд-во БГТУ, 2003. - 110с.
- 2 Шарапов Р.Р., Агарков А.М. Анализ уравнения кинетики процесса измельчения в шаровых мельницах с операторами// Вестник// БГТУ им. В.Г. Шухова / 2013/ №2. С. 305-308.
- 3 Овсянников Ю.Г., Агарков А.М. Циклонные пылеуловители аспирационных систем// Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова/ 2013/ №2. С. 161-165.

УДК 62-522

**ИССЛЕДОВАНИЯ НАРУШЕНИЙ НЕСУЩЕГО ГАЗОВОГО
БУФЕРНОГО СЛОЯ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ**
**Бережной О.Л.¹, Варданян Г.Р.¹, Ткаченко Е.С.¹, Толстолуцкий
С.М.¹**

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

Характер распределения давления в газовом буфере является одним из ключевых факторов. В случае если буфер запитывается через дискретные источники образуются ярко выраженные пики и провалы. В статье описаны явления «прошивания» и «пневмозахвата». Приведены математические модели, позволяющие подобрать оптимальные параметры функционирования газового буфера.

Ключевые слова: газовый буфер, технологическая система, пневмозахват, прошивание, распределение давления, газодинамические процессы.

**INVESTIGATIONS OF FAILURES OF THE CARRYING GAS
BUFFER LAYER IN TECHNOLOGICAL SYSTEMS**

**Berezhnoy O. 1, Vardanyan G.R.¹, Tkachenko E.S.¹, Tolstolutskiy
S.M.¹**

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

The nature of pressure distribution in the gas buffer is one of the key factors. If the buffer is fed through discrete sources, bright peaks and dips are formed. The article describes the phenomena of "stitching" and "pneumatic gripping". Mathematical models that allow to choose the optimal parameters of the gas buffer functioning are presented.

Key words: gas buffer, technological system, pneumatic gripping, piercing, pressure distribution, gas dynamic processes.

Особый интерес, с точки зрения практики, представляет характер распределения давления в газовом буфере. Как правило, оптимально однородное поле давления, которое можно получить в некотором приближении, например, при использовании пористых газораспределительных решеток.

В случае если буфер запитывается через дискретные источники (например, отдельные отверстия перфорации решетки - сопла), поле давления имеет ярко выраженные пики и провалы, обусловленные

инерционными свойствами истекающего сквозь щелевой зазор газа, испытывающего последовательные циклы расширений и сжатий. Это приводит к проявлениям так называемых эффектов «прошивания» и «пневмозахвата», влияние которых на работоспособность названных устройств трудно переоценить [1].

Зоны «пневмозахвата», возникающие в провалах поля давления, бывают развитыми и неразвитыми. В первых - давление среды принимает отрицательные значения, во вторых – меньших величин, требуемых для компенсации нагрузок на буферный слой со стороны объекта струйного воздействия в каждой точке поверхности его контакта с буферным слоем [2, 3, 4, 5].

Развитые зоны захвата находятся внутри неразвитых, на границах этих зон избыточное давление всегда равно нулю (рисунок 1).

Появление зон захвата определяется рядом аспектов: особенностями гидрогазодинамических процессов течения среды в

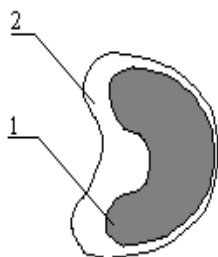


Рисунок 1 – Зона захвата
1- развитая; 2 – неразвитая

буферном слое; свойствами рабочей поверхности распределительных решеток и свойствами поверхности объекта. На практике возможны случаи, когда создаются гидрогазодинамические предпосылки возникновения таких зон, но трудно учитываемые особенности рельефа рабочей поверхности решетки или объекта струйного

воздействия нивелируют эти предпосылки. В таких случаях образуются так называемые “зоны-призраки”. Возможна и обратная ситуация, когда особенности поверхностей корректируют полученную гидрогазодинамическую картину течения среды в буферном слое настолько, что возникновение зон захвата носит, на первый взгляд, случайный характер. Такие зоны будем называть в дальнейшем случайно возникающими.

При наличии соответствующих условий можно определить основные этапы развития зоны захвата: возникновение центра зоны, развитие последней, появление развитой зоны и ее увеличение.

Если объект воздействия легкодеформируем, возникновение зон «пневмозахвата» приводит к образованию неровностей на опорной поверхности изделия и в дальнейшем к его контакту и прилипанию к поверхности решетки (рисунок 2).

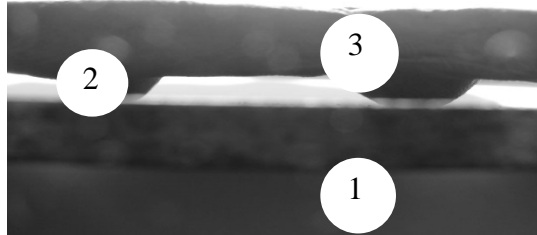


Рисунок 2 – Эффект «пневмозахвата» в газовом буфере: 1 – газораспределительная решетка с расстоянием между центральными осями отверстий $7,5 \cdot 10^{-3}$ мм; 2 – газовый буферный слой; 3 – легкодеформируемый объект (мягкий полимер)

Процесс образования таких неровностей можно описать, используя степенной закон Освальда де Вила, который описывает поведение ньютоновской жидкости.

Величину скорости сдвига $\dot{\gamma}$ можно представить в виде тензора, компоненты которого представляют собой производные по времени от компонент тензора малых деформаций:

$$\dot{\gamma} = \begin{vmatrix} \dot{\gamma}_{rr} & \dot{\gamma}_{r\varphi} & \dot{\gamma}_{rz} \\ \dot{\gamma}_{\varphi r} & \dot{\gamma}_{\varphi\varphi} & \dot{\gamma}_{\varphi z} \\ \dot{\gamma}_{zr} & \dot{\gamma}_{z\varphi} & \dot{\gamma}_{zz} \end{vmatrix}. \quad (1)$$

Компоненты тензора скоростей деформаций определяются следующим образом:

$$\dot{\gamma}_{rr} = \frac{\partial v_r}{\partial r}; \quad (2)$$

$$\dot{\gamma}_{\varphi\varphi} = \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi}; \quad (3)$$

$$\dot{\gamma}_{zz} = \frac{\partial v_z}{\partial z}; \quad (4)$$

$$\dot{\gamma}_{r\varphi} = \dot{\gamma}_{\varphi r} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} - \frac{v_\varphi}{r} \right); \quad (5)$$

$$\dot{\gamma}_{\varphi z} = \dot{\gamma}_{z\varphi} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_{\varphi}}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial z} \right); \quad (6)$$

$$\dot{\gamma}_{rz} = \dot{\gamma}_{zr} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \right); \quad (7)$$

$$v_r = \frac{\partial L_r}{\partial t}; \quad (8)$$

$$v_{\varphi} = \frac{\partial L_{\varphi}}{\partial t}; \quad (9)$$

$$v_z = \frac{\partial L_z}{\partial t}. \quad (10)$$

Как видно из выражений (2) – (7) тензор скоростей деформаций является симметричным относительно своей главной диагонали [6].

В нашем случае $\dot{\gamma}_{r\varphi} = \dot{\gamma}_{\varphi r} = 0, \dot{\gamma}_{\varphi z} = \dot{\gamma}_{z\varphi} = 0$. Тензор скоростей деформаций имеет вид:

$$\dot{\gamma} = \begin{vmatrix} \dot{\gamma}_{rr} & 0 & \dot{\gamma}_{rz} \\ 0 & \dot{\gamma}_{\varphi\varphi} & 0 \\ \dot{\gamma}_{zr} & 0 & \dot{\gamma}_{zz} \end{vmatrix}. \quad (11)$$

Из выражения видно, что течение материала объекта обусловлено наличием всестороннего сжатия и телескопического сдвига под действием внешней нагрузки [7]:

$$\frac{dF_z}{dA} = q - p_0. \quad (12)$$

В общем случае поле давлений газа в буферном слое описывается следующей системой уравнений [8]:

$$\begin{cases} \rho \frac{dU}{dt} = gradq - gradp_0 + div(\mu\gamma') + \frac{1}{3} grad(divU); \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho \bar{U}) = 0. \end{cases} \quad (13)$$

После сравнения выражений (2) и (7), можно записать:

$$2\pi r[h(r) + \gamma]\tau_0 \left| \frac{\dot{\gamma}}{\dot{\gamma}_0} \right|^{n(t)} = \pi r^2 (\rho g [h(r) + \gamma] - p_0). \quad (14)$$

Выражение (14) преобразовано к виду:

$$\dot{\gamma} = \dot{\gamma}_0^{n(t)} \sqrt{\frac{r(\rho g [h_0(r) + \gamma] - p_0)}{2\tau_0 [h_0(r) + \gamma]}} \quad (15)$$

Решая данное уравнение каким-либо численным методом можно определить значения деформаций на различных участках поверхности изделия и давления в буферном слое.

К нарушению функционирования газового буферного слоя может привести эффект «прошивания» одной из ограничивающих его поверхностей струями газа, сформированными при его истечении сквозь отверстия перфорации газораспределительной решетки (рис. 3).

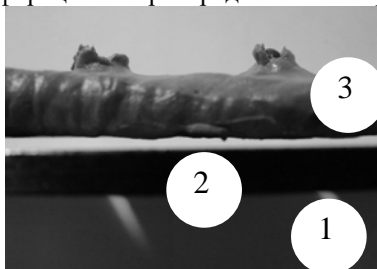


Рисунок 3 – Эффект «прошивания» объекта воздействия струями газа истекающего из отверстий газораспределительной решетки: 1 – газораспределительная решетка с расстоянием между центральными осями отверстий $7,5 \cdot 10^{-3}$ мм; 2 – газовый буферный слой; 3 – легкодеформируемый объект (мягкий полимер)

Названные эффекты связаны с инерцией течения газа в каналах. В первом случае (эффект «пневмозахвата») таким каналом является собственно газовый буферный слой; во втором (эффект «прошивания») – отверстие решетки. Инерционные же свойства течения проявляются лишь в установившемся режиме последнего.

Итак, при образовании стационарного газового буферного слоя в нем возникают нежелательные явления, которые при определенном сочетании расходно-перепадных характеристик системы, ее геометрии и реологических свойств, материала одной из ограничивающих буферный слой поверхностей, способны частично или полностью исключить само существование газового буферного слоя.

К устранению газового буферного слоя могут привести

вынужденные колебания одной или сразу двух ограничивающих его поверхностей. При таких колебаниях, в случае, когда одна из названных поверхностей легкодеформируема, возможны следующие, крайне нежелательные ситуации: движение отдельных фрагментов легкодеформируемого материала с ярко выраженным свойством текучести по инерции может привести к контакту с газораспределительной решеткой, даже при отсутствии предпосылок к развитию эффекта «пневмозахвата» (при высокочастотных колебаниях); низкочастотные колебания могут спровоцировать эффект «пневмозахвата»; в системе с газовым буфером могут протекать резонансные явления.

Резонансные явления развиваются при совпадении частот вынужденных и собственных колебаний ограничивающих газовой буферный слой поверхностей (газораспределительной решетки и объекта воздействия). Условия возникновения резонанса:

$$p^2 = \frac{18 \mu Q R^*}{h_0^4 m}, \quad (16)$$

где

$$R^* = \frac{R_0^2}{2} - \frac{r_0^2}{2} - r_0^2 \ln \frac{R_0}{r_0}.$$

Итак, для эффективного функционирования газового буфера необходимо выполнение следующих условий: снижение или полное исключение эффектов «пневмозахвата» и «прошивания», демпфирование вынужденных колебательных процессов.

Список литературы

1. Чертов, Е.Д. Струйные захваты на базе несущей прослойки с элементами технического осознания / Е. Д. Чертов, С. А. Елфимов // Модернизация существующего и разработка новых видов оборудования для пищевой промышленности: Сб. науч. тр. ВГТА. – Воронеж, 1995. С 68-69.
2. Носов, О.А. О работоспособности струйных буферов / О.А. Носов, М.А. Васечкин, Е.В. Носова // «Пищевые продукты XXI века». Сб. докладов. Т. II – Москва, МГУПП, 2001, С. 17-18.
3. Носов, О.А. Повышение эффективности работы пневматических захватных устройств промышленных роботов / О.А. Носов, Д.С. Щербаков, Е.В. Носова, О.Н. Елисеев // Автоматизация и современные технологии. – М.: Изд-во «Машиностроение», 2005. - № 7. – С. 5-9.
4. Носов, О.А. Эффект пневмозахвата в несущей газовой прослойке / О.А. Носов, Е.Д. Чертов, Д.С. Щербаков // Тез. док. XL отчетной научной конференции. Ч.2 – Воронеж: ВГТА, 2002 г., С. 42 – 44.
5. Чертов, Е.Д. Эффект пневмозахвата при удержании изделий на тонкой газовой прослойке / Е. Д. Чертов, О. А. Носов, М. А. Васечкин //

Хранение и переработка сельхозсырья. – М.: Изд-во “Пищевая промышленность”, 2001. - № 5. – С. 59-62.

6. Мачихин, Ю.А. Инженерная реология пищевых материалов / А. Ю. Мачихин, С. А. Мачихин. - М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1981. - 280 с.

7. Васечкин, М.А. Математическая модель процесса загрузки вязкой неньютоновской жидкости на несущую прослойку / М. А. Васечкин, Е. В. Носова, Д. С. Щербаков // Модернизация существующего и разработка новых видов оборудования для пищевой промышленности. Сб. науч. трудов. Выпуск 12 – Воронеж: ВГТА, 2002 г., С. 40 – 43.

УДК 504

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ, ПРОТЕКАЮЩИЕ ПРИ
ВАКУУМ - ПЕРЕМЕШИВАНИИ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАСС НА
ОСНОВЕ РАСПЛАВА ВТОРИЧНОГО
ПОЛИЭТИЛЕНА

Бережной О.Л.¹, Толстолицкий С.М.¹

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

В статье рассматриваются газодинамические процессы, протекающие при вакуум – перемешивании композиционных масс с сильно отличающимися физико- химическими свойствами на основе расплава вторичного полиэтилена. Приведены математические модели, описывающие эти процессы.

Ключевые слова: газодинамические процессы, вторичный полиэтилен, математическое моделирование, вакуум-перемешивание.

GASODYNAMIC PROCESSES PROTECTING IN VACUUM -
MIXING COMPOSITE MASSES BASED ON MELTING OF
SECONDARY POLYETHYLENE

Berezhnoy O.L.¹, Tolstolitsky S.M.¹

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

The gas dynamic processes occurring during vacuum mixing of composite materials with strongly differing physicochemical properties based on the melt of secondary polyethylene are considered in the article. The mathematical models describing these processes are given.

Key words: gas-dynamic processes, secondary polyethylene, mathematical modeling, vacuum-mixing.

Проблема разработки новых типов высокотемпературных вакуум - смесителей, несмотря на уже существующее их многообразие, остается достаточно актуальной, что объясняется особенностями ожидаемого качества готовой смеси, зависящего не только от реологических и физико-механических свойств смешиваемых компонентов, их агрегатных состояний, но и от условий протекания процесса перемешивания.

Как правило, конечной целью является получение композиционных смесей, отвечающих условию их однородности. Проектирование оборудования по переработке разнородных по перемешиванию и изоморфности компонентов, с сильно отличающимися физико-химическими свойствами, связаны с проблемами экологии, а также с созданием безопасных условий работы при производстве строительных композиционных материалов. Разработка теоретических основ процесса получения таких смесей из разнородных материалов, является одной из актуальных задач при формировании инженерных методов расчета вакуум - смесителей различных типов [1, 2, 3, 4].

Определение степени неоднородности смеси тонкодисперсных компонентов в аппаратах с замкнутым рабочим объемом осложняется необходимостью учета стохастического характера движения смешиваемых компонентов. При этом наблюдается равновесие двух противоположных по сути процессов – перераспределение частиц компонентов по всей указанной области и их сосредоточение, при наличии сравнимых масс, под действием различного рода сил (сегрегация) в некоторых участках смесителя.

Обычно оценка качества получаемой смеси производится по одному или нескольким критериям. Вследствие стохастичности исследуемого процесса критерий оценки качества смеси удобно связать с вычислением удельной концентрации ключевого компонента, представив его в виде коэффициента неоднородности, который рассчитывается по следующей формуле:

$$V_c = 100 (\langle c^2 \rangle / \langle c \rangle^2 - 1)^{1/2}, \quad (1)$$

где $\langle c^2 \rangle$ – среднее значение квадрата аргументов функции c зависящих от временного параметра и выбранных координат в рабочем объеме аппарата; $\langle c \rangle^2$ – квадрат среднего значения описанной концентрации [5].

Аппарат может успешно работать в режиме смесителя разнородных сред при определенных пределах изменения режимного параметра – угловой скорости вращения ω . Границы корпуса

устройства определяются поверхностями двух последовательных криволинейных лопаток (рис.).

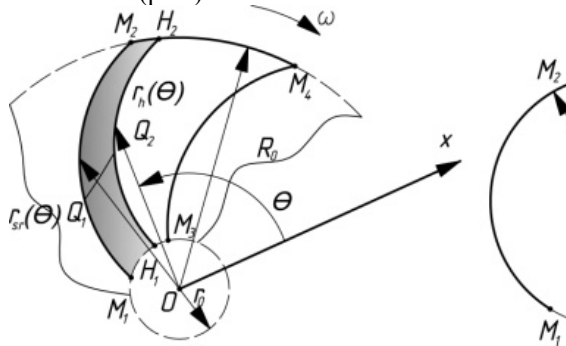


Рисунок 1 – Задание изгиба криволинейной лопасти: (схема рабочей ячейки)

Выделим основные условные зоны движения материала в рабочем объеме: отсутствия частиц – вблизи лопасти M_3M_4 ; активного смешивания – $M_1Q_1Q_2H_1$; транспортирования смеси – $Q_2M_2H_2Q_2$ между частью лопасти Q_2M_2 и свободной границей смешиваемых компонентов H_2Q_2 . Причем условная зона смешивания ограничена следующими поверхностями – самой лопасти M_1Q_1 с уравнением в полярной системе координат $r_s(\theta)$; внутреннего цилиндра M_1H_1 радиуса r_0 , на котором они закреплены; границей раздела указанных зон Q_1Q_2 – при задании $r_h(\theta)$, а также свободной поверхностью смешиваемых сред H_1Q_2 , соответствующей уравнению $r_h(\theta)$.

Согласно (1) соответствующий коэффициент неоднородности при $t^i = t_n^i$ в формулах рассчитывается как $V_c(y_{bn}, y_{0n})$:

$$V_c(y_{bn}, y_{0n}) = 100 \{ (F_{0n} - F_{bn})(y_{bn} - y_{0n}) [F_{bn}^2 (y_{bn} - y_{0n}) + J_{5n}] \times \\ \times (2E_{0n} [J_{4n} - F_{bn}(y_{bn} - y_{0n})]^2)^{-1} - 1 \}^{1/2}, \quad (2)$$

$$F_{bn} = F(y_b(\theta_n^i, t_n^i)), \quad F_{0n} = F(y_0(t_n^i)), \quad y_{bn} = y_b(\theta_n^i, t_n^i), \\ y_{0n} = y_0(t_n^i),$$

$$E_{0n} = E_0(t_n^i), \quad J_{4n} = J_2(t_n^i) + [F_{bn}(y_{bn} - 2) - F_{0n}(y_{0n} - 2)], \quad (3)$$

$$J_{5n} = 4[J_2(t_n^i) + 2F_{bn}J_{4n}]. \quad (4)$$

После некоторых преобразований при введении безразмерных параметров в виде:

$$\xi = r_0(r_{bn} - r_0), \zeta = \sqrt{2D't'_n}(r_{bn} - r_0)^2, \quad (5)$$

когда $y_{0n} = \left(\frac{\xi}{\zeta}\right)^2$, $y_{bn} = \left[\frac{\xi-1}{\zeta}\right]^2$, $y_{bn} - y_{0n} = \frac{1-2\xi}{\zeta^2}$,
 $y_{bn} + y_{0n} = \frac{(2\xi-2\xi+1)}{\zeta^2}$,

где r_0 – радиус цилиндрической поверхности, к которой крепятся лопасти;

D' – коэффициент диффузии;

t'_n – время пребывания в области смешивания;

r_{bn} – радиус границы раздела;

коэффициент неоднородности примет вид:

$$V_c(\xi, \zeta) = 100 \left\{ (F_{0n}(\xi, \zeta) - F_{bn}(\xi, \zeta)) \times [F_{bn}(\xi, \zeta)]^2 \times [2(\zeta^2 - \xi^2 + \xi) - 1] + 2(4F_{bn}(\xi, \zeta)[F_{0n}(\xi, \zeta)(2\zeta^2 - \xi^2) + \zeta^2 J_{2n}(\xi, \zeta)] + 2\zeta^2 J_{7n}(\xi, \zeta) \right\} \times (2E_{0n}\zeta^2)(2\zeta^2 - \xi^2)[F_{0n}(\xi, \zeta) - F_{bn}(\xi, \zeta)] + \zeta^2 J_{7n}(\xi, \zeta) \left. \right\}^{1/2} \quad (6)$$

где

обозначено

$$F_{0n}(\xi, \zeta) = \text{erf}[\xi/(2\zeta)], F_{bn}(\xi, \zeta) = \text{erf}[(\xi - 1)/\zeta],$$

$$\Phi_{bn}(\xi, \zeta) = \exp\{-[(\xi - 1)/(2\zeta)]^2\},$$

$$\Phi_{0n}(\xi, \zeta) = \exp\{-[\xi/(2\zeta)]^2\},$$

$$J_{2n}(\xi, \zeta) = 4\pi^{-1} \left(\Phi_{bn}(\xi, \zeta) - \Phi_{0n}(\xi, \zeta) + \pi^{\frac{1}{2}} \left\{ \left[\frac{\xi-1}{\zeta} \right] F_{bn}(\xi, \zeta) - \xi\zeta^{-1}\Phi_{0n}(\xi, \zeta) \times F_{0n}(\xi, \zeta) \right\} \right) - [(\xi - 1)^2\zeta^{-2} - 2][\Phi_{bn}(\xi, \zeta)]^2 + [\xi\zeta^{-1} - 2][\Phi_{0n}(\xi, \zeta)]^2.$$

$$J_{7n}(\xi, \zeta) = 2\pi^{-1/2} [(\xi - 1)/\zeta] \Phi_{bn}(\xi, \zeta) - \xi\zeta^{-1}\Phi_{0n}(\xi, \zeta). \quad (8)$$

Изучение процессов, протекающих в камерах смесителя выполнялось с целью оптимизировать форму профиля мешалки, обеспечив при этом максимальный фактор перемешивания, а в качестве метода моделирования выбран метод вспомогательных параметров Лагранжа [6].

На основе полученных зависимостей, представленных в детерминированном виде можно разработать упрощенный

инженерный расчет, ставший основой массового проектирования вакуум - смесителей.

Список литературы

1. Бакин И.А. Разработка смесителей с интенсивным механическим воздействием на перерабатываемые материалы / И.А. Бакин, А.В. Сибиль, В.Н. Иванец // Современные проблемы техники и технологии пищевых производств: Сб.материалов 10 ой научно-практ. конф. с международным участием. - Барнаул, АлтГТУ, 2007. - С. 291-294.

2. Глаголев С. Н., Севостьянов В. С., Гридчин А. М., Уральский В. И., Севостьянов М. В., Ядыкина В. В. Ресурсо - энергосберегающие модули для комплексной утилизации техногенных материалов // Вестник БГТУ 2013. №6. - С. 230-238.

3. Чертов Е. Д., Васечкин М. А., Матвеева Е. В., Носов О. А. Математическое моделирование квазистационарного режима запитывания несущего воздушного буфера // Вестник ВГУИТ. 2014. №1. - С. 56 - 62.

4. Чертов Е. Д., Васечкин М. А., Носов О. А., Бережной О. Л., Варданыч Г. Р. Бесконтактный метод формования элементов транспортных сооружений из органоминеральных композиционных материалов. // Вестник ВГУИТ. 2014. №2. - С. 71-76.

5. Капранова А.Б. Метод определения коэффициента макрофузии в процессе смешивания вязких сред в центробежном аппарате // Математическое моделирование.-2009.-Т.21.-№3.

6. Проектирование смесителей периодического действия при получении композитов заданного качества из отходов термопластов / А.С. Клинков, М.В. Соколов, В.Г. Однолько, П.С. Беляев. –М.: Издательский дом «Спектр», 2012. – 196 с.

УДК 504

ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЙ ДВУХКАМЕРНЫЙ ВАКУУМ - СМЕСИТЕЛЬ

Бережной О.Л.¹, Толстолюцкий С.М.¹

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

В статье представлены конструкция и принцип действия высокотемпературного вакуум - смесителя для получения композиционных материалов путем перемешивания компонентов с ярко выраженным отличием физико – химических свойств.

Ключевые слова: вакуум-смеситель, композиционные материалы,

перемешивание, отходы.

HIGH-TEMPERATURE TWO-CHAMBER VACUUM - MIXTURE

Berezhnoy O.L.¹, Tolstolutsky SM.¹

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

The design and operation principle of a high - temperature vacuum mixer for the production of composite materials are presented by mixing components with a pronounced difference in physico - chemical properties.

Keywords: vacuum-mixer, composite materials, mixing, waste.

Проблема разработки новых типов высокотемпературных вакуум - смесителей, несмотря на уже существующее их многообразие, остается достаточно актуальной, что объясняется особенностями ожидаемого качества готовой смеси, зависящего не только от реологических и физико-механических свойств смешиваемых компонентов, их агрегатных состояний, но и от условий протекания процесса перемешивания.

При производстве композиционных материалов зачастую необходимо перемешивать компоненты с сильно различающимися физико-механическими свойствами. Как правило, в качестве связующего используют расплавы какого-либо полимера. При этом температура воспламенения, армирующего или поверхностно активирующего компонентов может быть много меньше температуры плавления связующего. В таких случаях для перемешивания используют высокотемпературные вакуум - смесители [1].

Предлагается оригинальная конструкция высокотемпературного вакуум – смесителя (рис.).

Смеситель снабжен двумя смесительными камерами 1 и 13, установленными вместе с приводными электродвигателями на общей сварной раме 8. Для удобства чистки обе камеры имеют откидные крышки, на которых располагаются смотровые люки с подсветкой. Обогрев верхней камеры осуществляется тенами, установленными в рубашке 2. Верхняя камера закрывается откидной крышкой 17, на которой расположен загрузочный люк 18. В этой камере на валу 4 установлена мешалка пропеллерного типа 3. Привод ротора осуществляется от двухскоростного электродвигателя 7 через клиноремennую передачу 5, обеспечивающую снижение частоты вращения ротора. Для управления направлением потоков смешиваемого материала в верхней камере установлена направляющая

лопатка 19 с рукояткой 20. Внутри полой оси лопатки расположена термопара, контролирующая температуру массы.

Выгрузка смеси из верхней камеры производится через разгрузочный люк, перекрываемый затвором 16. Нижняя камера 13 также имеет рубашку 12. Перемешивание смеси в нижней камере осуществляется двухлопастным смесительным органом 10, для привода которого используется двухскоростной электродвигатель 8, соединенный с ним клиноременной передачей и редуктором. Готовая смесь выгружается через разгрузочный люк, перекрываемый затвором 11.

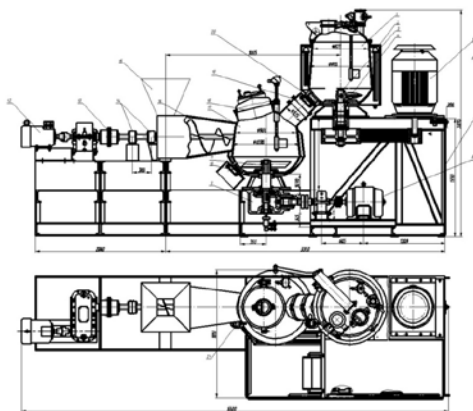


Рисунок 1 – Двухкамерный высокотемпературный вакуум смеситель:
1,13 – смесительная камера; 2,12 – рубашка; 3 – мешалка пропеллерного типа; 4 – вал; 5 – клиноременная передача; 6 – рама; 7,8 – электродвигатель; 9 – редуктор; 10 – двухлопастной смесительный орган; 11,16 – затвор; 14,17 – крышка; 15 – разгрузочный люк; 18,23 – загрузочный люк, 19 – направляющая лопатка, 20 – рукоятка лопатки, 21 – шнек, 22 – привод шнека.

Во время загрузки двухлопастной смесительный орган вращается с малой скоростью. Стадия загрузки занимает 1–3 мин. Через 30 с после окончания загрузки электродвигатель привода смесительного органа камеры 13 автоматически переключается на большую скорость, и материалы в камере смешивания переходят в состояние интенсивного вихревого движения. В процессе смешивания материал разогревается за счет трения частиц друг о друга и за счет тепла, подводимого от стенок корпуса. При достижении заданной температуры термопара подает команду на выгрузку смеси в нижнюю камеру. Одновременно двигатели обеих камер переключаются на

меньшую скорость вращения. Открывается заслонка разгрузочного окна, и горячая смесь по патрубку перетекает в нижнюю камеру.

Когда расплав полиэтилена из верхней камеры полностью перетек в нижнюю, заслонка вновь закрывается, а двигатель нижней камеры переключается на максимальную скорость вращения. Подача измельченных пищевых отходов, перемешанных с измельченной и распушенной вторичной целлюлозой осуществляется шнековым дозатором. Готовая смесь выгружается на транспортер или в приемный бункер для дальнейшего движения по технологическому циклу.

Данные смесители могут быть использованы для решения широкого круга задач, связанных с перемешиванием компонентов с ярко выраженным отличием физико – химических свойств и, в частности, при производстве композитов из различных видов отходов [2, 3, 4].

Список литературы

1. Проектирование смесителей периодического действия при получении композитов заданного качества из отходов термопластов / А.С. Клинков, М.В. Соколов, В.Г. Однолько, П.С. Беляев. –М.: Издательский дом «Спектр», 2012. – 196 с.
2. Севостьянов В. С., Носов, О. А., Бережной О. Л., Варданын Г. Р. Программа «Белый город - экогород» / Экология: образование, наука, промышленность и здоровье: сб. докл. V Междунар. науч.-практ. конф. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2013. – С 156-161.
3. Носов О.А., Бережной О. Л., Курганский А. А., Курганский Е. В. Двухкамерный вакуум – смеситель/ Молодежь и научно – технический прогресс: сб. докл. Междунар. науч.-практ. конф. Том 3 (г.Губкин, 14 апреля 2016) – Старый оскол: ООО «Ассистент плюс», 2016 с. – 255 -257.
4. Носов О. А., Бережной О. Л., Карцев Д. С., Кизилова О. М. Композиционные материалы на основе вторичного полиэтилена из переработанных бытовых отходов// Молодежь и научно – технический прогресс: сб. докл. Междунар. науч.-практ. конф. Том 3 (г. Губкин, 14 апреля 2016) – Старый Оскол: ООО «Ассистент плюс», 2016 с. – 233 -235.

УДК 621.87

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ ГИДРОДВИГАТЕЛЯ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН

Бородин Д. М.¹; Мерданов Ш.М.¹; Конев В.В.¹

1. ФГБОУ ВО Тюменский индустриальный университет, г.

Тюмень

В работе рассмотрены динамические процессы в системе насос гидроцилиндр строительно-дорожных машин, применительно к их эксплуатации в условиях низких отрицательных температур. Показано влияние предложенного способа тепловой подготовки гидропривода на гидроцилиндр.

Ключевые слова: строительно-дорожные машины, гидроцилиндр строительной техники, тепловая подготовка гидропривода, гидроцилиндр.

EXPERIMENTAL RESEARCHES OF THERMAL PREPARATION OF A HYDRAULIC MOTOR OF BUILDING-ROAD MACHINES

Borodin D.M.¹, Merdanov Sh.M.¹, Konev V.V.¹

1. Tyumen industrial university, Tyumen

Dynamic processes in the pump system of the hydraulic cylinder of construction and road machines are considered in the work, with reference to their operation in conditions of low negative temperatures. The influence of the proposed method of thermal preparation of the hydraulic drive on the hydraulic cylinder is shown.

Keywords: construction and road machines, hydraulic cylinder of construction equipment, thermal preparation of hydraulic drive, hydraulic cylinder.

Для повышения эффективности эксплуатации строительно-дорожных машин (СДМ), эксплуатируемых в условиях Севера используются средства и способы тепловой подготовки. При этом следует учитывать удаленность техники от стационарных баз и, соответственно, необходимость использования автономного прогрева, не требующих для тепловой подготовки внешних источников энергии, а также являющихся малозатратными в эксплуатации.

Одной из основных проблем при эксплуатации СДМ является обеспечение теплового состояния гидропривода. Исследователями предлагаются различные способы и средства его тепловой подготовки. Несмотря на это его работоспособность снижается при воздействии низких отрицательных температур, техника простаивает в ремонтах, а предприятия, ее эксплуатирующие несут убытки [8].

На рис. 1 представлена зависимость износа уплотнений в гидроцилиндрах от температуры (по Ю.А. Носову).

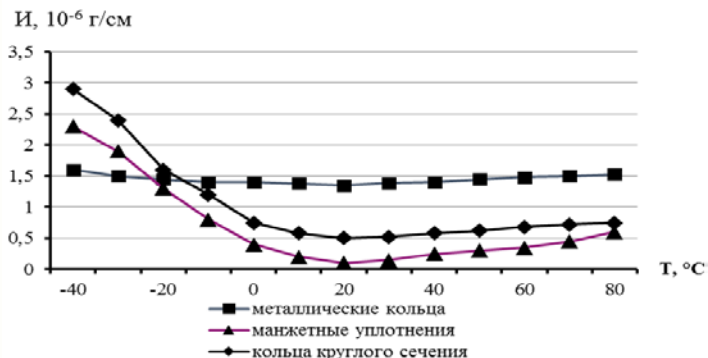


Рисунок 1 – Зависимость износа уплотнений от температуры (по Ю.А. Носову)

Из графика видно, наименьшие износы возникают при температуре $+5\div 30$ °С. По графику зависимости силы трения и температуры в зоне контакта при движении гидроцилиндра (по Р. Бееру) (рис.2) видно, что наименьшая сила трения возникает при температуре $+ 10$ °С.

Анализ средств и способов тепловой подготовки гидропривода машин показал, что с целью снижения износов в гидроприводе машин необходим локальный прогрев элементов гидропривода (гидродвигателей, гидронасосов, аппаратуры регулирования, трубопроводов). При этом прогрев должен быть автономным, энергосберегающим, удобным и малозатратным в создании и эксплуатации [5].

В условиях Российского Севера снижается наработка до отказа СДМ. Особенно это очевидно для гидропривода, имеющего разветвленную систему и большую протяженность до 10 м. Увеличение относительного количества отказов, приходящихся на гидросистемы составляет в среднем от 29...45 % к общему числу отказов при положительных температурах и увеличивается до 55...71% при отрицательных. При этом простой машины в ремонте увеличивается в 1,2...1,5. При низкой температуре (минус 35 - 40°С) СДМ работают от 20 до 40 минут, имея температуру рабочей жидкости ниже минус 25 °С [2].

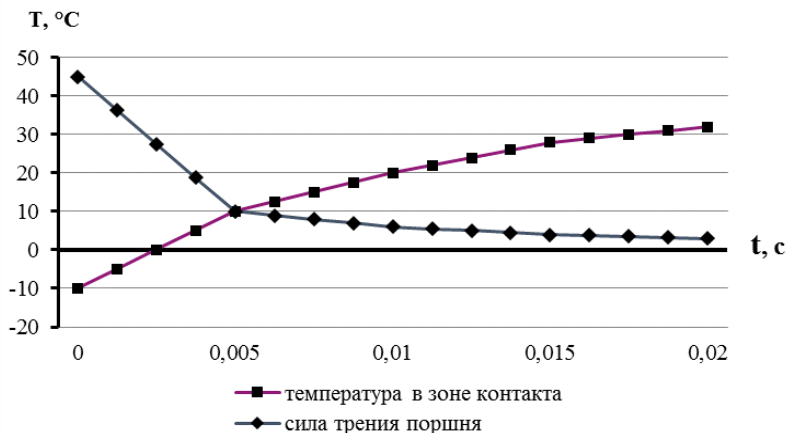


Рисунок 2 – Зависимость силы трения и температура в зоне контакта при движении гидроцилиндра (по Р. Бееру)

При рассмотрении рабочего цикла СДМ на первый план выходят быстро протекающие процессы в гидравлической системе «насосная установка – гидродвигатель» [1]. В состав таких систем входят: насосная установка, гидролинии, гидрораспределители, гидродвигатели (гидравлические цилиндры), предохранительные клапаны [1, 4, 9]. В большинстве систем процесс может быть описан на основе модели насос-гидроцилиндр. В динамической модели системы является «заброс» давления в полости гидроцилиндра, после чего следуют колебания давления, хотя их амплитуда незначительна [2]. График зависимости давления и скорости поршня от времени в системе «насос-гидроцилиндр» представлен на рис. 3.

По мере увеличения разгона поршня давление жидкости начинает падать. Размах колебаний, а, следовательно, и время переходного процесса зависит от параметров всей системы, и прежде всего от инерционной массы системы «поршень-шток-нагрузка», а также взаимодействия уплотнений поршня со стенками цилиндра.

При эксплуатации СДМ в суровых климатических условиях проблему представляет повышение начального усилия страгивания поршня в гидроцилиндре. На данный процесс влияет как повышение вязкости рабочей жидкости в цилиндре, так и повышение сопротивления уплотнений поршня из-за низких температур в результате разницы температурного коэффициента расширения материалов уплотнений и самого поршня [3].

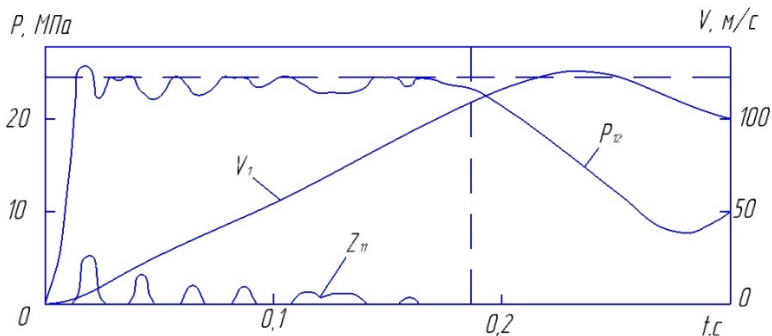


Рисунок 3 - График зависимости давления и скорости поршня гидроцилиндра от времени: P_{12} -давление в поршневой полости гидроцилиндра; V_1 - скорость поршня; $Z_{п}$ -колебания затвора предохранительного клапана

При исследованиях по тематике совершенствование системы тепловой подготовки гидропривода СДМ, была предложена система прогрева гидроцилиндра с помощью дополнительной гидролинии с совмещением полостей [2, 6, 7] (рис. 4). Экспериментальные исследования проводились в два этапа. На первом этапе проводился эксперимент по прогреву рабочей жидкости отработавшими газами ДВС, а на втором тепловая подготовка гидроцилиндра с дополнительной гидролинией.

Гидростенд с рабочей жидкостью в гидробаке находился в помещении с температурой $+(6 \div 10) ^\circ\text{C}$. Так достигалась начальная температура рабочей жидкости по прогреву гидробака. Насосная станция соединялась трубопроводами с модернизированным гидроцилиндром, на экспериментальном стенде [10].

Фото экспериментального стенда представлено на рис. 5. Данный стенд позволяет проводить исследование штатного оборудования СДМ. Исследования проводились на открытой площадке в условиях, приближенных к реальным условиям эксплуатации СДМ при низких температурах.

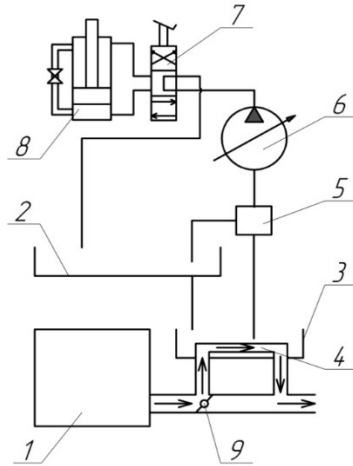


Рис.4 - Схема системы тепловой подготовки гидропривода: 1-ДВС, 2-штатный гидробак, 3-малый гидробак, 4-теплообменник малого гидробака, 5-золотник, 6-гидронасос, 7-гидрораспределитель, 8-гидроцилиндр с дополнительной гидролинией

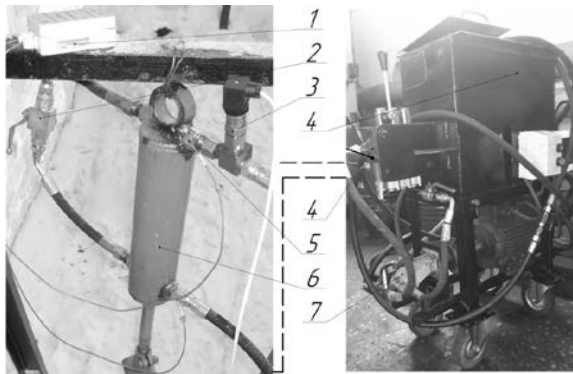


Рисунок 5 - Фото экспериментального стенда: 1 – автономный универсальный регистратор тока и напряжения (EClerk-USB-IU-G), 2 – кран (PN 500 RSAP2V03), 3 – датчик давления, 4 – распределитель, 5 – датчики температуры, 6 – гидроцилиндр, 7 – аксиально-поршневой насос

Во время начала экспериментов начальная температура гидроцилиндров равнялась температуре окружающего воздуха. При

прогреве гидроцилиндров проводились замеры давления на входе в гидроцилиндр, а также температуры рабочей жидкости на входе и выходе гидроцилиндра.

В ходе эксперимента датчики температуры и давления снимали показания. Эти показания считывались, обрабатывались и представлялись в виде графиков зависимостей.

Полученные в результате экспериментов данные показывают на снижение давления рабочей жидкости почти в два раза в прогретом гидроцилиндре по сравнению с непрогретым при «страгивании» поршня, соответственно в непрогретом гидроцилиндре - 16 МПа, в прогретом гидроцилиндре - 9 МПа. Время прогрева модернизированного гидроцилиндра составляло 5 минут.

Таким образом, результаты эксперимента подтверждают, что предложенный способ прогрева гидроцилиндра является эффективным и целесообразным в использовании для системы тепловой подготовки гидропривода СДМ, эксплуатируемых в суровых климатических условиях.

Список литературы

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие / Москва «Машиностроение» 1971. - 321с
2. Бородин Д.М., Экспериментальные исследования прогрева гидропривода строительно-дорожных машин выхлопными газами ДВС. Инженерный вестник Дона. (Электронный научный журнал) 2015г. № 4; доступ: <http://www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2015/3287>.
3. Бородин Д.М., Половников Е.В., Средства тепловой подготовки гидрофицированной техники, эксплуатирующейся в холодных условиях Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств. Пенза 15 апреля 2016 года. Под общей редакцией к.т.н. Э.Р Домке. Пензенский государственны университет архитектуры и строительства. Материалы 12-Й Международной заочной научно-технической конференции.
4. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник \ Москва «Машиностроение» 1983. - 84с
5. Конев В.В. Исследование и разработка системы тепловой подготовки гидропривода строительно-дорожных машин / Конев В.В., Бородин Д.М., Созонов С.В., Нарватов Р.В. / «Проблемы функционирования систем транспорта» Материалы Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных. Ноябрь 2012 г. Тюмень, стр. 217-223.
6. Конев В.В., Бородин Д.М., Половников Е.В. Разработка и модернизация систем прогрева гидропривода и двигателя строительных машин: Проблемы, перспективы и направления инновационного развития науки: сборник статей международной научно-практической конференции. 1 октября 2016г., г. Уфа. Ч.1 / - Уфа: АЭТЕРНА, 2016 – 244с.

7. Конев В.В., Бородин Д.М., Половников Е.В., Саудаханов Р.И. Разработка конструкции тепловой подготовки гидродвигателя; Новые технологии – нефтегазовому региону: материалы всероссийской с международным участием научно-практической конференции. Т.1 – Тюмень: ТюмГНГУ, 2014. 308-310с.

8. 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

9. Экснер Х., Фрейтаг Р., Д-р Гайс Х., Ланг Р., Оппольцер Й., Шваб П. и др. \ Учебный курс по гидравлике Том 1 Rexroth Bosch Group: Бош Рексрот АГ Сервис Автоматизация Дидактика г.Эрбах Германия 2003.-323с.

10. Sh. Merdanov, V.Konev, M. Karnaukhov, D Borodin Thermal preparation of the trailbuilder fluid drive\ Energy Production and Management in the 21st Century - The Quest for Sustainable Energy, 2014, Vol. 1 - Southampton. WIT Press, 2014. - p. 697-706.

УДК 621.86

КОНСТРУКЦИЯ СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ ПЕРЕДАЧ ТРЕНИЕМ

Витчук П.В.¹, Витчук Н.А.¹, Курдюбов Н.Н.¹, Майоров Е.Е.¹

1. ФГБОУ ВО Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал), г. Калуга

Представлена разработанная конструкция стенда для исследования тяговой способности передач трением. Описан принцип проведения измерений тяговой способности на данном стенде.

Ключевые слова: исследование, передача трением, тяговая способность, стенд.

THE DESIGN OF THE STAND FOR RESEARCH FRICTION GEAR TRACTION CAPABILITY

Vitshuk P.V.¹, Vitshuk N.A.¹, Kurdybov N.N.¹, Majorov E.E.¹

1. Moscow State Technical University named after N.E. Bauman (Kaluga Branch), Kaluga

Presented developed design of the stand for research friction gear traction capability. Described the principle of measurement of the traction capability on this stand.

Keywords: research, friction gear, traction capability, stand.

Передача трением с гибким тяговым элементом – это способ передачи вращательного движения (или преобразования

вращательного движения в поступательное) и момента через гибкую связь на основе использования сил трения между тяговым элементом и шкивами [1]. Примерами применения таких передач могут служить ременные передачи, вариаторы скорости, лифтовые канатоведущие шкивы, приводные барабаны ленточных транспортеров, ленточные тормоза грузоподъемных кранов и другие [1,2,3,4].

Показателем работоспособности передачи трением с гибким элементом, а также количественной мерой оценки ее тяговой способности служит коэффициент тяговой способности $e^{f\alpha}$, который выражается из формулы (неравенства) Эйлера [5]:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f\alpha}, \quad (1)$$

где T_1 – большая сила натяжения гибкого элемента; T_2 – меньшая сила натяжения гибкого элемента; $e = 2,72\dots$ – основание натурального логарифма; f – приведенное значение коэффициента трения между гибким элементом и поверхностью трения; α – угол обхвата гибким элементом поверхности трения.

В реальных передачах трением тяговая способность зависит от многих конструктивных параметров гибкого элемента и поверхности трения (например, от толщины гибкого элемента, радиуса изгиба и др.), которые не учитываются формулой Эйлера [6]. Это обуславливает необходимость экспериментального исследования тяговой способности этих передач.

Для экспериментального исследования передач трением с гибким тяговым элементом с учетом известных конструкций [5-8] разработан и изготовлен стенд, конструкция которого представлена на рис.1.

Вращение передается от электродвигателя 1 через редуктор 2 на шкив 3, расположенные на станине 4, выполненной из швеллера с приваренными фланцами. Нижний фланец предназначен для соединения станины с основанием, верхний – для крепления редуктора. Соединение фланцев станины с основанием и редуктором осуществляется при помощи болтовых соединений.

Сбегающая ветвь тягового элемента 5 связана с рычагом 6, на конец которого подвешиваются грузы 7. С целью выигрыша в силе рычаг установлен шарнирно при помощи двух упорных подшипников, а точка крепления гибкого элемента расположена ближе к оси поворота, чем точка подвеса груза. Набегающая ветвь связана с уголком 9, имеющим отверстия для смены места крепления набегающей ветви, то есть изменения угла обхвата гибким элементом

поверхности трения. Натяжения в набегающей ветви фиксируются электронным динамометром 8 с автоматической фиксацией максимального значения силы.

Для стенда был изготовлен комплект трехручьевых шкивов с переменным диаметром, которые позволяют исследовать тяговую способность круглопрядных стальных канатов диаметром 8...13 мм и полиуретановых и стальных лент шириной до 24 мм. На поверхности шкивов, предназначенных для исследования стальных канатов, выполнены ручки специальных профилей поперечного сечения. Поверхность шкивов, предназначенных для исследования лент, плоская. Фиксация концов каната осуществляется при помощи коушей и канатных зажимов, фиксация концов ленты – при помощи клиновых зажимов.

Максимальное развиваемое стендом усилие составляет 3000 Н, что соответствует усилиям, развиваемым в тяговых элементах лифта при 8–12 кратном коэффициенте запаса по разрывной прочности.

При предварительном натяжении гибкого элемента путем нагружения навешиваемыми грузами 7 через рычажную систему на дуге обхвата гибким элементом шкива α будут наблюдаться два участка: дуга упругого скольжения и дуга покоя [7]. Наличие дуги покоя свидетельствует о необходимом для нормальной работы привода запасе сил сцепления между элементами передачи. При значении угла дуги покоя равным нулю будет наблюдаться полное использование сил сцепления, а тяговое усилие, которое в этом случае будет являться предельным случаем без пробуксовывания гибкого элемента, можно рассчитать согласно формуле (1).

В момент включения электродвигателя произойдет некоторое смещение рычага 6 вниз. При достижении предельного тягового усилия будет происходить проскальзывание гибкого элемента по шкиву 3, перемещение рычага 6 прекратится. Натяжение в набегающей ветви будет зафиксировано динамометром 8, натяжение в сбегающей регулируется при помощи грузов и рычажной системы, угол обхвата также известен. Таким образом, значения натяжений набегающей и сбегающей ветвях в момент начала пробуксовывания позволят определить тяговую способность передачи трением с гибким тяговым элементом.

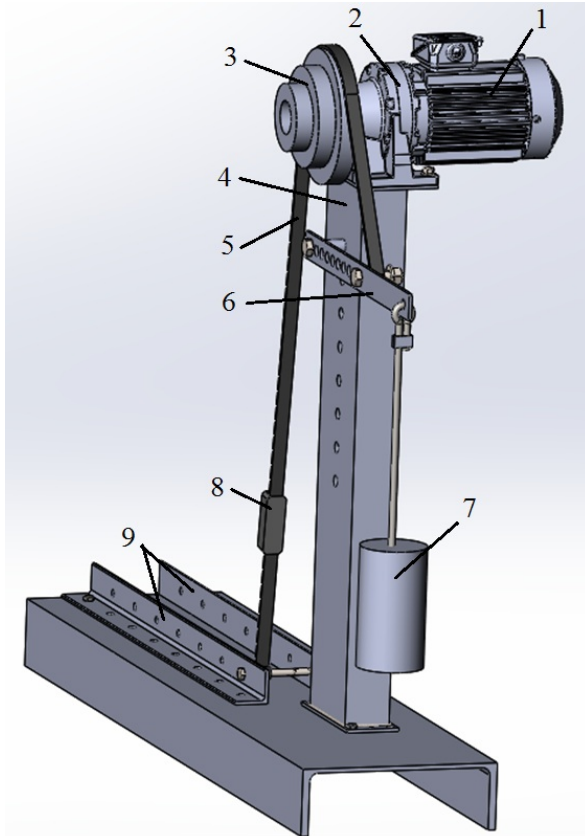


Рисунок 1 – Стенд для экспериментального определения тяговой способности передач с гибким тяговым элементом:
 1 – электродвигатель; 2 –редуктор; 3 – шкив; 4 – станина; 5 – тяговый элемент;
 6 – рычаг; 7 – грузы; 8 – динамометр; 9 – уголок

Таким образом, разработанный стенд позволяет определять тяговую способность передачи трением с гибким тяговым элементом.

Список литературы:

1. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2000. –383 с.
2. Иоффе Е.Я. Высокоскоростные лифты. – М.: Стройиздат, 1988. –92 с.
3. Зенков Р.Л. Машины непрерывного транспорта: учеб. для студентов вузов / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов. - М.: Машиностроение, 1987. –432 с.

4. Лалаянц Р.А. Расчеты крановых механизмов и их деталей. – СПб.: ВНИИПТМАШ, 1993. –324 с.

5. Исследование тяговой способности канатоведущего шкива лебедки: метод. указания к лаб. работе по курсу «Подъемники» / Курносов Н.Е., Лобачев В.В. [и др.] / Под. ред. Н.Е. Курносова. – Пенза.: Изд-во ПГУ, 2009. – 12 с.

6. Пожбелко В.И. Экспериментальное исследование тяговых свойств трения без смазки гибких тел в ременных передачах // Вестник ЮУрГУ серия «Машиностроение». – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2015. №15 (1). –С. 26-34.

7. Семенов Л.Н. Передача силы трением гибкого элемента о шкив: метод. указания к лаб. работам. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1970. –22 с.

8. Толоконников А.С. Машины непрерывного транспорта: метод. указания к лаб. работам. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2012. –53 с.

УДК 621. 62

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

Гринчар Н.Г.¹, Григорьев П.А.¹, Сидоров А.А.¹

1. Российский университет Транспорта (МИИТ)

В статье рассматриваются предпосылки для перехода от расчетно-графического метода определения критической силы, действующей на штоки гидроцилиндров к чисто расчетным, что существенно удобнее для инженерных вычислений.

Ключевые слова: гидропривод, гидроцилиндры, шток, прочность

THE ISSUE OF CALCULATION OF ELEMENTS OF DESIGNS OF HYDRAULIC CYLINDERS

Grinchar N.G.¹, Grigoriev P.A.¹, Sidorov A.A.¹

1. Russian University of Transport (MIIT)

In article are considered prerequisites for the transition from a cash-graphic method for determining a critical force for stocks of hydraulic cylinders to pure calculation that significantly more convenient for engineering calculations.

Keywords: hydraulic drive, hydraulic cylinders, rod, strength

Для эффективного получения поступательного движения в настоящее время в конструкциях многих типов машин активно используется гидроцилиндры. Их преимуществом является простейший способ преобразования энергии движения рабочего тела

(жидкости) в поступательное движение с КПД близким к единице. Например, при рассмотрении машинного парка ОАО РЖД машины с применением гидроцилиндров составляют порядка 75 процентов.

Необходимость постоянного совершенствования методик расчета с максимально полным учетом действующих факторов является важнейшей научной и инженерной задачей. Соответственно, расчет на прочность элементов конструкции гидроцилиндров является центральным моментом в данном вопросе.

Наибольшее распространение получили гидроцилиндры с односторонним штоком (рис. 1)

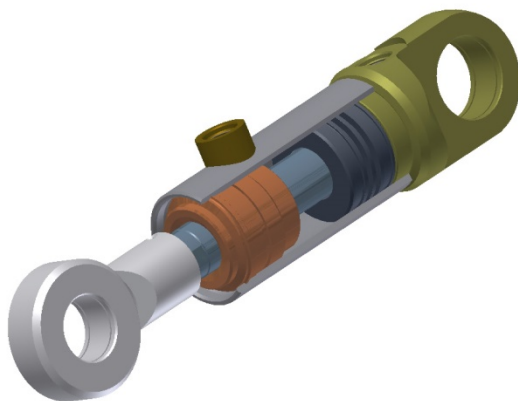


Рисунок 1 – Типовая конструкция гидроцилиндра односторонним штоком

Обычно в инженерных расчетах используют формулы, приведенные в классической работе В. А Марутова и С.А. Павловского «Гидроцилиндры» [1].

Типовым соотношением площадей поршневой (S_p) и штоковой ($S_{шт}$) полостей для отечественных гидроцилиндров являются значения 1,33 и 1,66.

В предшествующий период развития отечественного машиностроения в области гидроприводов основными значениями рабочего давления в гидросистемах были величины порядка 10 – 16 МПа (100-160 кгс/см²).

В настоящее время основными рабочими значениями давления в гидросистемах строительных, путевых, грузоподъемных машин

являются величины порядка 25- 32 МПа. Переход к высоким давлениям позволяет обеспечить передачу мощности в более компактных объемах, снизить металлоемкость изделий и другие преимущества.

Однако при этом весьма актуальным стал вопрос обеспечения физической устойчивости штоков гидроцилиндров, так как диаметры их сечения существенно уменьшились (при том, что усилия, передаваемые штоком, остались на прежнем уровне значений). Анализ надежности гидроцилиндров путевых и строительных машин показывает [2], что значительная часть отказов связана с деформациями штоков.

Метод расчета штоков гидроцилиндров на устойчивость зависит от компоновки гидроцилиндра, от вида закрепления на концах. Худшим является случай, когда цилиндр укреплен на машине шарнирно, т. е. имеет проушины у задней головки и на штоке (рис. 2).

Такой гидроцилиндр может быть подвержен нагружению по следующим вариантам:

- 1) эксцентричные продольные сжимающие нагрузки и поперечная сила;
- 2) только эксцентричные продольные сжимающие нагрузки;
- 3) центральные продольные сжимающие нагрузки и поперечная сила;
- 4) только центральные продольные сжимающие нагрузки

На практике наиболее часто встречаются варианты нагружения 2 и 4.

Расчет гидроцилиндра на прочность и устойчивость включает в себя определение величины критической сжимающей силы и наибольшего напряжения от сжатия и изгиба при рабочей нагрузке

Критическая сила определяется из уравнения

$$\frac{\frac{P_{кр}}{E_1 J_1}}{\operatorname{tg}(l_1 \frac{P_{кр}}{E_1 J_1})} + \frac{\frac{P_{кр}}{E_2 J_2}}{\operatorname{tg}(l_2 \frac{P_{кр}}{E_2 J_2})} = 0$$

Наибольшее напряжение от сжатия и изгиба при рабочей нагрузке

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{P\delta}{W}$$

В расчетных формулах принято допущение, что основные детали гидроцилиндра изготовлены из стали ($E = 20 \text{ МПа}$), имеют круглое сечение и наибольший прогиб гидроцилиндра под нагрузкой происходит на границе длин l_1 и l_2 ($X \geq l_1$).

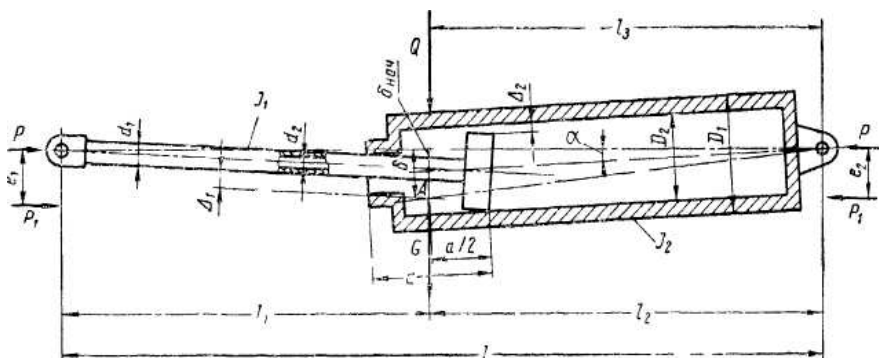


Рисунок 2 – Схема нагружения силового гидроцилиндра

с одним штоком

. Условные обозначения на схеме (рис. 2.):

На рисунке 2 приняты следующие обозначения:

l_1 — расстояние от головки штока гидроцилиндра до точки А;

l_2 — расстояние от переходной точки А до шарнира корпуса гидроцилиндра;

$l = l_1 + l_2$ — длина гидроцилиндра в рабочем положении;

a — расстояние от г начала передней направляющей штока до конца поршня;

Δ_1 — зазор на диаметр в направляющих штока;

Δ_2 - зазор на диаметр между поршнем и цилиндром;

J_1 и J_2 — моменты инерции сечения на длинах l_1 и l_2 ;

$\delta_{нач}$ — начальный прогиб гидроцилиндра;

P — наибольшая рабочая продольная нагрузка;

e_2, e_1 — эксцентриситет продольной силы относительно оси цилиндра и относительно оси штока;

X — расстояние от головки штока гидроцилиндра до места наибольшего прогиба под нагрузкой;

δ — наибольший прогиб домкрата под нагрузкой;

Q — поперечная сила;

l_3 — расстояние от точки приложения поперечной силы до шарнира цилиндра,

G — вес гидроцилиндра;

α — угол между осью гидроцилиндра и горизонтальной плоскостью (в радианах)

Критическая сила определяется по формуле

$$P_{кр} = \left(\sqrt{\frac{P_{кр}}{J_1}} \right)^2 J_1 > [P]$$

(рассчитывается цилиндр при выдвинутом штоке).

Значение $\sqrt{\frac{P_{кр}}{J_1}}$ определяется из графиков определения критической силы [1].

Пример графика приведен на рисунке 3.

Для значений $\sqrt{\frac{P_{кр}}{J_1}}$ и l_1 не вошедших в соответствующий график, следует производить интерполяцию.

$$J_1 = J_{1н} - J_{1в}$$

$$J_2 = J_{2н} - J_{2в}$$

где $J_{н}$ и $J_{в}$ — момент инерции сплошного сечения с диаметром d равным соответственно наружному и внутреннему диаметру.

Очевидно, что для современных условий работы, в частности для инженерных расчетов, такой метод представляется устаревшим и неудобным.

Соответственно, задачей дальнейших исследований в рассматриваемом направлении является получение упрощенной формулы, дающей возможность сразу получить значение критической силы, с последующим использованием для инженерных расчетов на основе обработки известных массивов данных [1] (например, в среде EXCEL).

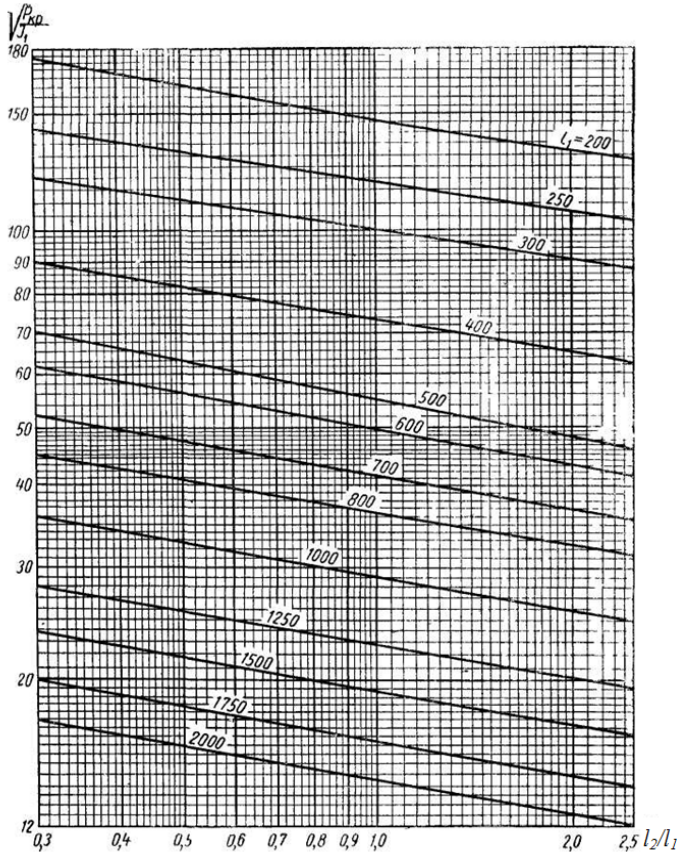


Рисунок 3 – График для определения критической силы при $\sqrt{\frac{J_2}{J_1}} = 4$ [1].

Список литературы

1. Марутов В.А, Павловский С.А. Гидроцилиндры. Конструкции и расчет. – М.: Машиностроение, 1966 – 172 с.
2. Гринчар Н.Г. Надежность гидроприводов строительных, путевых и подъемно-транспортных машин. – М.: Транспортная книга, 2007.- 302 с.
3. Балабышко А.М. Методика расчета гидравлической стойки с устройством для повышения несущей способности. – М.: Горная книга, 2003. – 138 с.

УДК 656.2

УСЛОВИЯ И ХАРАКТЕР ВОЗНИКНОВЕНИЯ РИСКОВ ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ СНАБЖЕНИЯ ЗАПАСНЫМИ ЧАСТЯМИ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Гринчар Н.Н.¹

1. Российский Университет Транспорта (МИИТ)

В статье рассматриваются некоторые аспекты эксплуатации машин, связанные с возникновением рисков при планировании поставок запасных частей. Показано, что этот процесс связан с нестационарным характером изменения технического состояния агрегатов в процессе эксплуатации. При этом, доминирующим последствием отказа является простой машин.

Ключевые слова: техническое обслуживание, текущий ремонт, запасные части, риск

THE TERMS AND NATURE OF THE RISKS WHEN ORGANIZING MOBILE SPARE PARTS TRANSPORT- TECHNOLOGICAL MACHINES

Grinchar N.N.¹

1. Russian University of Transport (MIIT)

This article discusses some aspects of the operation of machines related to the emergence of risks when planning the supply of spare parts. It is shown that this process is associated with a stationary process character changes of the units in operation technical condition. At the same time, the dominant effect of denial is a machine's delay in operating.

Keywords: maintenance, minor repairs, spare parts, risk

В настоящее время в условиях рыночной экономики предприятия, эксплуатирующие транспортно-технологические машины и комплексы стремятся, как правило, к минимизации затрат на все виды технического обслуживания и ремонта по поддержанию машины в работоспособном состоянии. Одним из аспектов этого процесса является оптимизации поставок запасных частей [1,2].

При обеспечении машины запасными частями у компании неизбежно возникает задача определения их потребного количества, которое необходимо держать на складе для последующей замены на конкретный период времени. Здесь принципиально возможны три сценария:

- 1) На складе находится избыточное количество запасных частей;
- 2) На складе находится достаточное количество запасных частей;
- 3) На складе недостаточно запасных частей.

Сценарий №3 очевидно не следует допускать на производстве, так как он приводит к простоям в работе машин, а, следовательно, к экономическим потерям вследствие несвоевременного выполнения работ.

Сценарий №1, в свою очередь, несмотря на то, что он обеспечивает 100%-ную гарантию наличия детали, также является не оптимальным с точки зрения экономической эффективности, так как в условиях капиталистической экономики излишек деталей неизбежно приводит к «омертвлению» капитала и увеличению стоимости жизненного цикла машины.

Задачей компании же является достижение минимальной стоимости жизненного цикла машины при сохранении необходимого и достаточного уровня надежности и минимизации простоев. Принимая во внимание тот факт, что вынужденный простой вследствие наступившего отказа и/или отсутствия необходимых запасных частей также увеличивает стоимость жизненного цикла машины (так как при расчете этого показателя следует учитывать не только прямые затраты, но и косвенные, такие как штрафы из-за невыполненных в срок работ), то график зависимости стоимости жизненного цикла может быть построен по известным математическим законам (см. рис. 1)

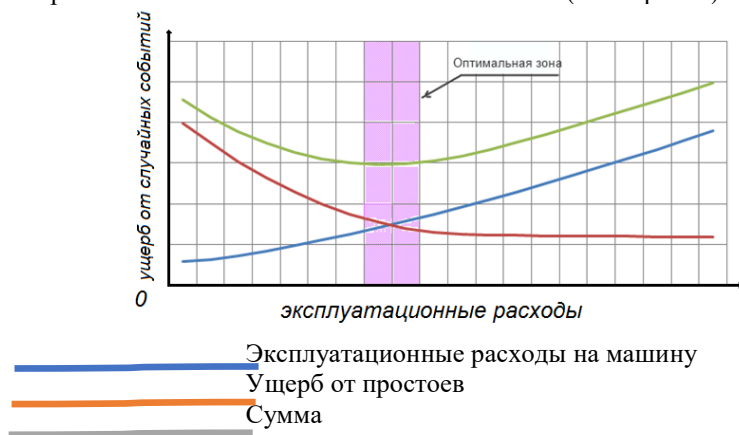


Рисунок 1 – Зависимость ущерба от простоев от эксплуатационных расходов

Как видно на графике существует оптимальная зона, в которой стоимость жизненного цикла машины минимальна. Поиск и способы достижения данной зоны в современных условиях являются одной из

самых актуальных задач предприятий, в том числе эксплуатирующих машины с гидравлическим оборудованием.

С точки зрения управления запасами минимальная стоимость жизненного цикла достигается в сценарии №2. Однако, для его реализации необходимо точно спрогнозировать отказы по периодам, и, следовательно, необходимое количество запасных частей на складе. Так как сделать это в силу различного рода неопределенностей и других объективных причин практически невозможно, возникает ситуация, в которой нельзя со 100%-ной вероятностью сказать, сколько потребуется деталей или, другими словами, хватит ли N деталей на конкретный период времени. Такие ситуации принято описывать с помощью понятия «риск».

Следует оговориться, что не для всех типов деталей этот вопрос является важным. Важность учета риска зависит от таких параметров как стоимость детали и срока поставки детали. Матрица уровней важности учета риска представлена на табл. 1

Таблица 1 - Матрица уровней важности учета риска

Срок поставки			
	Небольшой	Средний	Большой
Стоимость детали			
Низкая	Незначительный	Умеренный	Значительный
Средняя	Умеренный	Средний	Высокий
Высокая	Значительный	Высокий	Очень высокий

Согласно ГОСТ Р 51901.4-2005 «Менеджмент риска» [3] под риском понимается сочетание вероятности появления опасного события и его последствий для целей проекта.

Тогда, матрицу (табл. 1) можно преобразовать в трехмерную, где по оси “z” будут располагаться возможные последствия появления опасных событий. В первом приближении, они делятся на легкие, средние, тяжелые и катастрофические.

В концепции "Комплексного управления надежностью, рисками, стоимостью жизненного цикла на железнодорожном транспорте" [4] понятие риска включает два элемента: вероятность возникновения события или сочетания событий, ведущих к опасности или частота возникновения таких событий; последствия опасности.

Анализ многочисленных определений риска позволяет выявить основные моменты, которые являются характерными для рискованной ситуации, такие как:

- наличие двух или более альтернативных вариантов развития ситуации;
- существует вероятность реализации негативного варианта развития ситуации;
- полная и достоверная информация об объекте или процессе отсутствует;
- можно определить вероятности исходов и ожидаемые результаты;
- события, которые определяют какой из возможных вариантов реализуется на практике, носят отчасти или полностью случайных характер;

Для большинства сфер народного хозяйства, в том числе для машиностроения характерно описание понятия риска с исключительно негативной точки зрения. Так рисковыми называются ситуации, в которых существуют вероятность негативного события (например, отказа узла или агрегата) и последствия негативного события. При этом в зависимости от типа исследуемого риска могут рассматриваться различные виды потерь. В случае с отказом это могут быть финансовые потери, потери времени, экологические потери, угрозы жизни и здоровью людей и т.д. При математическом описании уровень риска прямо пропорционален вероятности развития негативного сценария и тяжести последствий. Так, при вероятности 0% риск минимален, а при 100% - максимален.

Также в некоторых случаях понятие риск используется исключительно для описания неопределенности. В таких случаях риск считается большим, если отсутствует какой-либо наиболее вероятный сценарий развития ситуации (например, при наличии 4 различных вариантов развития событий с вероятностью реализации каждого из них 25%). В случае же, когда вероятность развития даже негативного сценария > 90%, риск минимален, потому что практически достоверно известно, что произойдет.

В принятии решений, связанных с риском, главную роль играют информированность, опыт, квалификация, деловые качества лиц, принимающих решения. Готовность идти на риск в немалой степени определяется под воздействием результатов реализации, предыдущих решений, принятых в тех же условиях.

Риски, с которыми приходится сталкиваться менеджерам предприятий, в том числе в области поставок запасных частей, многообразны по своей природе и вызваны совокупностью действия непредвиденных и случайных факторов, порождающих неопределенность ситуации (энтропию).

Ситуация неопределенности характеризуется тем, что вероятность наступления результатов решений или событий в принципе неустановливаема. Это ведет к тому, что ситуация становится "рискованной", т.е. такой, когда наступление событий может быть определено только с некоторой вероятностью (предполагается, что объективно существует возможность оценить вероятность событий, предположительно возникающих в результате совместной деятельности партнеров по производству, контрдействий конкурентов или противника, влияния природной среды на развитие экономики, внедрения научно-технических достижений и т. д.).

В вопросе обеспечения наземных транспортно-технологических комплексов запасными частями можно рассмотреть два типа рисков:

1) логистические риски – риски того, что запасные части не будут поставлены в срок;

2) технические риски – риски того, что произойдет отказ узла или агрегата. В данной работе исследуется именно этот тип рисков.

Под техническими рисками понимаются риски отказов в работе узла или агрегата, и, как следствие, простой персонала и машины и затрат на восстановление работоспособности. Данный тип рисков возникает при функционировании любой машины, вне зависимости от ее размера и параметров. Технические риски закладываются на проектной стадии по объективным обстоятельствам - любое оборудование имеет строго определенный уровень показателей надежности.

Причины возникновения технических рисков:

- ошибки проектирования;
- недостаток технологии и неправильный выбор оборудования;
- неверное определения нагрузок, воздействующих на рабочие органы машин;
- недостатков в системе управления;
- недостаток квалифицированной рабочей силы;
- отсутствия опыта работы с новым оборудованием;
- отсутствие или неправильное проведение ТО и ремонта.

Определение потребного количества запасных частей также зависит от принятого метода технического обслуживания и ремонта:

- 1) Предупредительно-профилактический;
- 2) По состоянию;
- 3) Компенсационный;

Компенсационный метод является практически безрисковым, так как замена деталей происходит только после их отказа. Применение такого метода ТО и ремонта имеет смысл только для тех типов

агрегатов и деталей, отказ которых практически не влияет на работу системы в целом, а, следовательно, отсутствие нужной запасной части в конкретный момент не приведет к простоям и убыткам.

Предупредительно-профилактический метод предполагает замену при достижении определенного значения наработки. При этом, в основном, замена предполагается при таком уровне наработки, при котором отказ не предвидится или крайне маловероятен. Применение такого метода приводит к минимизации рисков как несвоевременного отказа, так и отсутствия запасной части на складе. Прогноз времени замены в таком случае ведется исходя из времени достижения предельной наработки на отказ из паспорта детали. Но с другой стороны, такой подход зачастую приводит к замене детали или агрегата, ресурс которых не выработан (в некоторых случаях значительно не выработан), что увеличивает стоимость жизненного цикла машины и снижает ее экономическую эффективность.

Оптимальный период замены может быть определен при применении методов «по состоянию», при которых агрегат или деталь заменяются при достижении ими определенного значения ключевых характеристик.

Таким образом, возникновение рисков при снабжении машин запасными частями связано с нестационарным характером изменения технического состояния агрегатов в процессе эксплуатации. При этом, доминирующим последствием отказа является простой машин.

Список литературы

1. Гриневич, Г. П. Надежность погрузочно-разгрузочных машин : монография / Г.П. Гриневич, Е.А. Каменская. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва : Транспорт, 1984. - 240 с.
2. Каракулев, А. В. Эксплуатация строительных, путевых и погрузочно-разгрузочных машин : учеб. для вузов ж.-д. трансп. / А. В. Каракулев, М. Е. Ильин, О. В. Маркеданец. - Москва : Транспорт, 1991. - 303 с.
3. ГОСТ Р 51897-2011. Менеджмент риска. Термины и определения. – 2011. – 12 с.
4. СТО РЖД 02.037-2011 Управление ресурсами, рисками и надежностью на этапах жизненного цикла (УРРАН). Управление стоимостью жизненного цикла систем, устройств и оборудования хозяйств ОАО «РЖД» (утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 22.03.2012 № 560-р) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.rzd.ru/>

УДК 621.86

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЖЕСТКОСТИ ТЯГОВОЙ ЛЕНТЫ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПРИВОДА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА НА ДИАПАЗОН РЕГУЛИРОВАНИЯ ЕГО ТЯГОВОГО УСИЛИЯ ПРИ УПРАВЛЕНИИ НАТЯЖНЫМ УСТРОЙСТВОМ

Гришин А. В.¹

1. ФГБОУ ВО Брянский государственный технический университет

Рассмотрен вопрос влияния изменения жесткости тяговой ленты на диапазон регулирования тягового усилия, реализуемого промежуточным приводом ленточного конвейера. Сформированы графики изменения зоны относительного скольжения тяговой и грузонесущей лент и диапазона регулирования тягового усилия промежуточного привода при дифференциации жесткости тяговой ленты и варьировании её натяжения в зависимости от производительности.

Ключевые слова: зона относительного покоя, зона относительного скольжения, ленточный конвейер, промежуточный привод, регулирование тягового усилия натяжным устройством.

THEORETICAL RESEARCH OF STIFFNESS INFLUENCE OF THE INTERMEDIATE DRIVE TRACTION BELT OF A BELT CONVEYOR ON THE REGULATION RANGE OF ITS TRACTIVE EFFORT WHEN CONTROLLING THE TENSION DEVICE

Grishin A. V.¹

1. Bryansk State Technical University

This paper deals with the issue of stiffness change influence of a traction belt on the regulation range of the tractive effort realized by an intermediate drive of a belt conveyor. The graphs of change of a relative slip zone of traction and load-bearing belts and the graphs of the regulation range of an intermediate drive tractive effort are formed when differentiating stiffness of the traction belt and varying its tension in accordance with the productivity.

Keywords: zone of relative rest, zone of relative slip, belt conveyor, intermediate drive, control of intermediate drive, control of tension device tractive effort.

Горная промышленность в настоящее время для перемещения добываемой породы применяет несколько различных способов транспортирования. Самыми распространенными из них являются

транспортирование системой конвейеров с использованием промежуточной перегрузки и транспортирование конвейером большой протяженности, содержащем систему приводов, состоящую из нескольких приводов. Первый вариант обладает рядом недостатков (увеличенное число перегибов ленты, просыпание груза при перегрузке, и т. д.), которые решаются применением конвейеров с промежуточным приводом, выполненным в виде тягового контура. Проектирование конвейеров с использованием такого типа привода описано в работах [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7].

Зоны относительного покоя и скольжения формируются на участке контакта тяговой и грузонесущей ленты, при работе промежуточного привода. Процесс формирования данных зон описан в работах [7, 8]. В зоне относительного скольжения происходит передача тягового усилия грузонесущей ленте. С увеличением длины этой зоны увеличивается тяговое усилие, реализуемое приводом. При уменьшении зоны относительного покоя до нулевого значения происходит срыв сцепления, привод буксует.

Для определения длин зон относительного покоя и скольжения лент используются несколько различных подходов, рассмотренных в работах [2, 7, 8, 9]. Подход описанный в работе [2], является более точным из перечисленных. Так, в работе [9] длины зон определяются из величины тягового усилия, заданного проектировщиком, а в способах [7, 8] пренебрегают учетом малых величин изменения скоростей, сопротивления движения лент не разделяются на зависящие и не зависящие от натяжения лент, механические характеристики электродвигателей учитываются в виде линейной функции.

В данной работе представлены результаты теоретического исследования влияния жесткости тяговой ленты на диапазон регулирования тягового усилия, реализуемого промежуточным приводом.

При проведении теоретического исследования определения длин зон относительного скольжения используется математическая модель, сформированная в [2]. Данная модель включает в себя общее уравнение тягового расчета, уравнения, описывающие механические характеристики приводов, уравнение, связывающее частоты вращения барабанов, и уравнения, описывающие отсутствие проскальзывания лент на барабанах.

Для проведения исследований влияния натяжения тяговой ленты конвейера на величину зоны относительного скольжения лент, используем пример конвейера, описанный в [2], имеющего следующие параметры: производительность $Q=300$ т/ч, длина горизонтальной

проекция трассы 1000 м, длина промежуточного ленточного привода $l_{пр.л}=200$ м; в качестве тяговых лент применяются стандартные резиноканевые ленты с различными жесткостями на растяжение: 1) $E_T = 3,2$ МН; 2) $E_T = 2,22$ МН; 3) $E_T = 4,5$ МН, жесткость грузонесущей ленты постоянна и равна $E_H = 3,2$ МН, натяжение грузонесущей ленты в точке сбегаия ее с приводного барабана постоянно, и составляет $S_{сб1}=16000$ Н. Схема трассы конвейера представлена на рис. 1.

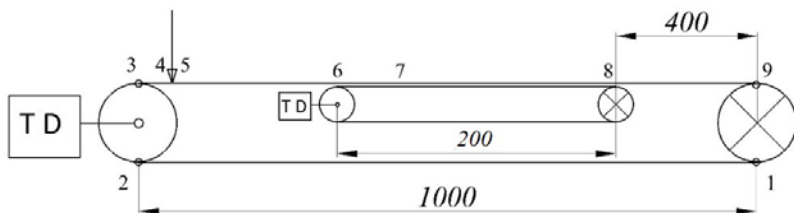


Рисунок 1 – Схема трассы конвейера для исследования

При проведении исследования в качестве варьируемых параметров примем натяжение тяговой ленты в точке сбегаия с приводного барабана $S_{сб1}=16000...40000$ Н (создается и поддерживается регулируемым натяжным устройством) и производительность конвейера $Q=0...300$ т/ч. Рассчитывая величину зоны относительного скольжения тяговой и грузонесущей лент с шагом производительности $Q=50$ т/ч при увеличении натяжения тяговой ленты, получим графики представленные на рис. 2.

Графики приведенные на рис. 2 показывают величины изменения зон относительного скольжения тяговой и грузонесущей лент при изменении натяжения тяговой ленты с ростом производительности, для различных жесткостей тяговых лент. Так у порожнего конвейера (нулевая производительность) для лент с равной жесткостью происходит сокращение длины зоны относительного скольжения на 11,84 м (7,59%) относительно ее первоначальной длины 156,02 м при увеличении натяжения тяговой ленты. Для тяговой ленты с жесткостью $E_T = 2,22$ МН изменение длины исследуемой зоны составляет 11 м (7,24%) от ее начальной длины 152 м, а для ленты с жесткостью $E_T = 4,5$ МН - 12,6 м (7,95%) от начального значения 158,7 м. Полученные результаты показывают что, у ленты с большей жесткостью по отношению к грузонесущей ленте, относительный диапазон регулирования выше чем у лент с равными или относительно меньшими жесткостями.

С увеличением производительности конвейера до $Q=50$ т/ч,

наблюдается значительное уменьшение длины зоны относительного скольжения лент, для всех расчетных случаев. Для лент с равной жесткостью длина исследуемой зоны сокращается до 120,4 м (рис. 2), увеличение натяжения уменьшает ее длину на 6,7 м (5,5%). При этом для ленты с большей жесткостью сокращение, связанное с увеличением натяжения получается равным 7 м (5,7%) от первоначальной длины 122,5, а у ленты с меньшей жесткостью — 6,2 м (5,13%), от длины при минимальном натяжении 116,9 м. Сравнивая полученные результаты со значениями, приведенными для порожнего конвейера, видно, что относительный диапазон регулирования снизился практически на 2%, для всех расчетных ситуаций. Однако, возможность регулирования у тяговой ленты, более жесткой чем грузонесущая, выше чем у лент с равной и меньшей жесткостями.

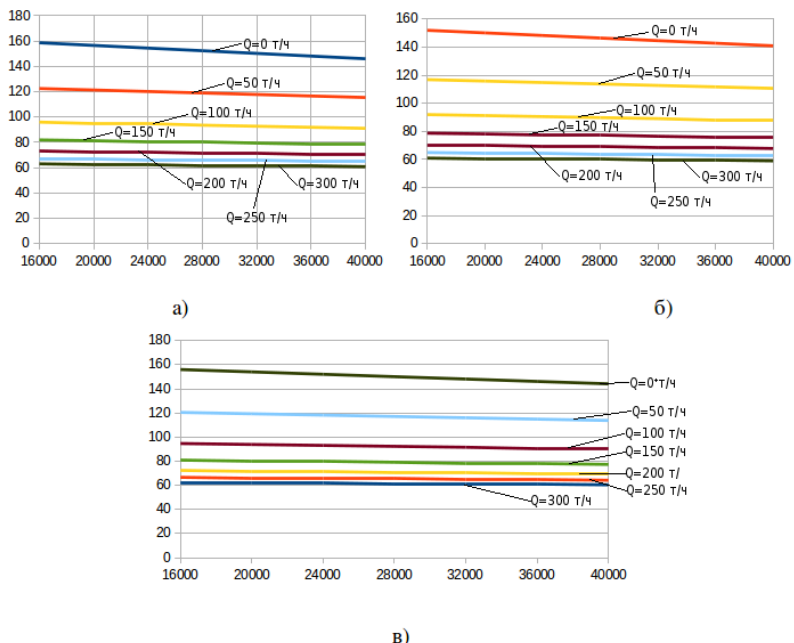


Рисунок 2 – График изменения длины зоны относительного скольжения лент: а) для ленты с жесткостью $E_T = 4,5$ МН, б) для ленты жесткостью $E_T = 2,22$ МН, в) для ленты с жесткостью $E_T = 3,2$ МН

При производительности конвейера $Q=100$ т/ч, длина зоны относительного скольжения при одинаковых жесткостях лент становится равной 94,6 м, с ростом натяжения тяговой ленты длина исследуемой зоны сокращается на 4,7 м (4,91%). При использовании тяговой ленты с большей жесткостью длина зоны составляет 96 м, увеличение натяжения приводит к изменению ее длины на 3,8 м (5,13%), а для тяговой ленты с меньшей жесткостью реализуются следующие значения исследуемых параметров: первоначальная длина зоны 92 м, изменение длины исследуемой зоны при натяжении тяговой ленты 4,3 м (4,7%). При этом видно, что увеличенная жесткость ленты тягового контура позволяет незначительно шире регулировать передачу тягового усилия.

При производительности конвейера 150 т/ч, длина исследуемой зоны для лент с равной жесткостью сокращается до 80,9 м. Повышение натяжения тяговой ленты изменяет ее длину на 3,6 м (4,4%). У ленты с большей жесткостью по отношению к грузонесущей ленте длина зоны относительного скольжения начинается от 73,2 м, изменение натяжения уменьшает ее на 3,7 м (4,6%), а для ленты с меньшей жесткостью изменение длины зоны составляет 3,3 м (4,2%) (при первоначальном значении 70,5 м). В данной ситуации показано уменьшение возможности регулирования тягового усилия, но у ленты с большей жесткостью диапазон остается по-прежнему самым широким.

В результате расчетов длин зон относительного скольжения лент, при производительности конвейера $Q=200$ т/ч, получим уменьшение их величин до 72,4 м, для лент с равными жесткостями, 73,2 м для ленты с большей жесткостью относительно грузонесущей, 70,5 м для ленты с меньшей жесткостью. Однако, с увеличением натяжения тяговой ленты происходит изменение этих значений на 2,9 м (4%), 3 м (4,2%) и 2,7 м (3,8%) соответственно. В данной расчетной ситуации возможность регулирования приводов, выраженная в процентном эквиваленте, ниже чем в предыдущих случаях, однако у привода с большей жесткостью ленты эта возможность незначительно выше.

При увеличении производительности конвейера до $Q=250$ т/ч (рис. 2) видно, что величина зоны относительного скольжения лент, с равными жесткостями, составляет 66,6 м. При этом у ленты, имеющей большую жесткость в сравнении с грузонесущей, длина зоны составляет 67,3 м, а для ленты с меньшей жесткостью — 65 м. С увеличением натяжения тяговых лент происходит уменьшение первоначального значения исследуемой зоны на 2,4 м, 2,6 м, 2,26 м соответственно. В процентном эквиваленте эти изменения составляют

3,7%, 3,83%, 3,5%. В представленной расчетной ситуации также прослеживается тенденция уменьшения относительного диапазона регулирования, но и как в выше изложенных ситуациях данный диапазон выше у ленты с большей жесткостью.

При максимальной производительности конвейера равной $Q=300$ т/ч, длины зон относительного скольжения (рис. 2) имеют следующие значения: для лент с одинаковыми жесткостями 62,5 м, для лент с большей жесткостью относительно грузонесущей 63,05 м, а для ленты с меньшей жесткостью — 61 м. Повышение натяжения исследуемых тяговых лент приводит к изменениям длин зон на 2,1 м (3,4%), 2,26 м (3,5%), 1,95 м (3,2%). Для максимальной производительности конвейера возможность регулирования тягового усилия привода с лентой с большей жесткостью в сравнении с грузонесущей, обладает более широким диапазоном по отношению к другим сочетаниям жесткостей лент.

На основании приведенных данных сформируем график зависимости относительного диапазона регулирования тягового усилия привода от производительности конвейера для трех типов лент (рис. 3).

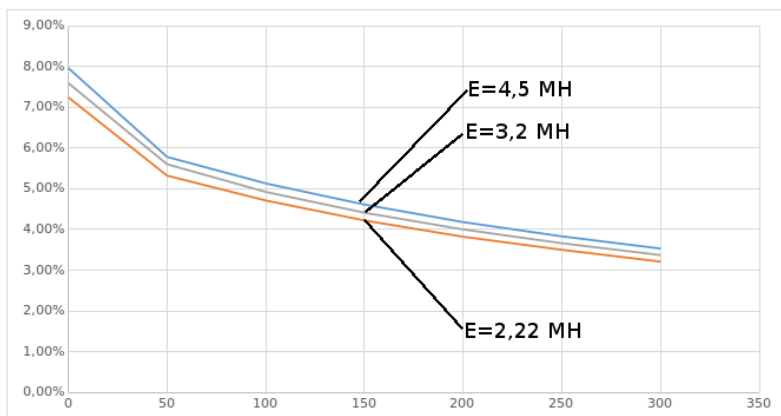


Рисунок 3 – График изменения относительного диапазона регулирования промежуточного привода от производительности конвейера

По результатам проведенного теоретического исследования влияния жесткости тяговой ленты на диапазон регулирования тягового усилия промежуточного привода можно сделать вывод, что изменение жесткости ленты не дает значительного прироста к возможности регулирования тягового усилия, реализуемого промежуточным

приводом. Так, в данном примере, как видно из рис. 3, при нулевой производительности конвейера достигается максимальный диапазон регулирования, однако для тяговой ленты, имеющей жесткость выше чем у грузонесущей ленты, величина диапазона регулирования достигает 7,95%, у лент с равной жесткостью 7,59%. Тяговая лента с меньшей жесткостью дает значение диапазона еще ниже 7,24%. После выхода на максимальную производительность данные значения снижаются более чем в два раза. Это показывает, что применение лент разной жесткости практически не оказывает влияния на возможности регулирования тягового усилия натяжным устройством. В целях унификации параметров приводов по критерию возможности регулирования тягового усилия промежуточного привода натяжным устройством целесообразно применять ленты одинаковой жесткости.

Список литературы

1. Гончаров К. А. Обоснование выбора систем приводов протяженных ленточных конвейеров со сложной трассой: дис... канд. техн. наук: 05.05.04. - Брянск. - 2011. - 148 с.

2. Гончаров К. А. Определение зон относительно скольжения и покоя грузонесущей и тяговой лент при использовании промежуточных приводов ленточных конвейеров / К. А. Гончаров // Научно-технический вестник БГУ. – 2015. - №2. – с. 31-36.

3. Гончаров К. А. Определение рационального варианта системы приводов ленточного конвейера ЛСТ — 1600 / К. А. Гончаров // Вестник Брянского государственного технического университета. -2011. - №4. - с. 33-38.

4. Гончаров К. А. Обоснование методики выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий / К. А. Гончаров // Научно-технический вестник БГУ. - 2016. - №2. - с. 66-70.

5. Goncharov K. A. A mathematical model of the distribution of tractive efforts between drives of a belt conveyor with hydraulic couplings at their failure. Proceedings of 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS 2015): December 1-4, 2015 Tomsk Polytechnic University, IEEE Catalog Number: CFP1561Y-ART, 02-15-NSAP.

6. Реутов А. А. Моделирование приводов ленточных конвейеров: монография / А. А. Реутов. - Брянск: БГТУ, 2011. - 152 с.

7. Галкин В. И. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В. И. Галкин, В. Г. Дмитриев, В. П. Дьяченко [и др.] – М.: Изд-во МГГУ, 2005. – 543 с.

8. Реутов А.А.. Анализ совместной работы концевого и промежуточного приводов ленточного конвейера / А. А. Реутов, К. А.

Гончаров // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2010. - №2. - с. 42-45.

9. Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.

УДК 625

КОНУСНАЯ ДРОБИЛКА В СОСТАВЕ РОТОРНО-ВИХРЕВОЙ МЕЛЬНИЦЫ

*Демушкин Н.С., Орехова Т.Н.*¹

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

Рациональное использование минерального сырья в строительной промышленности является одним из главных вопросов при решении задач энерго- и ресурсосбережения. Поэтому все чаще используются комбинированные системы, выполняющие несколько этапов одновременно. Нами предлагается система, состоящая из двух агрегатов для измельчения: среднего и мелкого измельчения и тонкого помола. Измельчение осуществляется на конусные дробилки, а помол осуществляется на роторно-вихревой мельнице. Такая система значительно уменьшает время на операции, т.к. операции протекают одновременно. И снижают затраты энергопотребления, материал одной крупности после конусной дробилки попадает в роторно-вихревую мельницу.

Ключевые слова: дробилка, мельница.

CONE CRUSHER IN THE ROTOR-VORTEX MILL

*Demushkin N.S., Orekhova T.N.*¹

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

Rational use of mineral raw materials in the construction industry is one of the main issues in solving energy and resource conservation problems. Therefore, combined systems that perform several stages simultaneously are increasingly being used. We offer a system consisting of two aggregates for grinding: medium and fine grinding and fine grinding. Crushing is carried out on cone crushers, and grinding is carried out on a rotor-vortex mill. Such a system significantly reduces the time for the operation, because the operations take place simultaneously. And reduce

the cost of energy consumption, the material of one size after the cone crusher enters the rotor-vortex mill.

Keywords: grinder, mill.

Рациональное использование минерального сырья в строительной промышленности является одним из главных вопросов при решении задач энерго- и ресурсосбережения. В то же время промышленность стройматериалов может являться уникальным утилизатором отходов других отраслей с получением новых композиционных стройматериалов таких как минеральные порошки в том числе и в дорожном строительстве.

В настоящее время существует большое разнообразие помольных агрегатов и систем, применяемых для измельчения материалов и техногенных отходов, которые имеют различные прочностные характеристики.

После проведения анализа технико-экономической эффективности от использования существующих и разрабатываемых помольных систем позволил выявить как наиболее эффективные те системы у которых реализуется принцип поэтапного измельчения материалов с отдельным использованием агрегатов для измельчения таких как конусные дробилки мелкого измельчения.

Нами предложена технология получения минеральных порошков для дорожного строительства (см. рисунок) включающая в себя конусную дробилку для первого этапа измельчения, а именно дробления, и роторно-вихревую мельницу которая служит в качестве агрегата для сверх тонкого помола.

Дробилки КМД принимают куски размером 35-100 мм; имеют выходную щель размером 3-15 мм,

Кинематическая схема конусной дробилки (схема КСД и КМД).

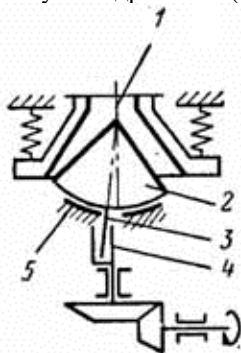


Рисунок 1 – Кинематическая схема.

Подвижный конус 2 жестко крепится на валу 3, нижний конец которого вставлен в эксцентриковую втулку 4 так, что ось вала образует с осью вращения (осью дробилки) некоторый угол, называемый углом прецессии.

Подвижный конус дробилок КСД и КМД опирается на сферический подпятник 5. Вал конуса не имеет верхнего крепления и поэтому эти дробилки называются конусными дробилками с консольным валом. Эксцентриковая втулка получает вращение от приводного устройства, при этом подвижный конус получает качательное (гирационное) движение. У дробилок с консольным валом он также находится наверху в точке пересечения оси вала и оси дробилки.

Конусные дробилки КСД и КМД имеют характерную особенность которой является наличие в камере дробления параллельной зоны, т.е. участка, на котором зазор между образующими конусов постояен. Тем самым обеспечивается получение однородного продукта, близкого по размерам к зазору.

При работе дробилки ось вала описывает коническую поверхность с вершиной в точке 0, при этом образующие поверхности подвижного конуса поочередно приближаются к неподвижному конусу, а затем удаляются от него, т. е. подвижный конус как бы перекачивается по неподвижному (через слой материала), благодаря чему и осуществляется непрерывное дробление материала. Таким образом, конусная дробилка в принципе работает также как щековая, с той лишь разницей, что дробление в конусной дробилке происходит непрерывно, т. е. в любой момент времени происходит сближение какого-либо участка поверхности подвижного конуса с неподвижным и раздробление материала в этом месте, в то время как на диаметрально противоположной стороне подвижный конус отходит от неподвижного.

В действительности подвижный конус совершает более сложное движение. При работе дробилки вхолостую силы трения в паре эксцентриковая втулка-вал могут оказаться больше, чем силы трения в паре вал-точка подвеса для ККД, или силы трения в паре подвижный конус-сферическая опора для КСД и КМД. Тогда конус будет вовлечён во вращение вокруг своей оси в том же направлении, в каком вращается эксцентриковая втулка.

В зависимости от соотношения сил трения в кинематических парах число оборотов конуса 1 может принимать значения от 0 до n - числа оборотов эксцентриковой втулки.

Вращение подвижного конуса вокруг своей оси явление

нежелательное, так как приводит к излишним динамическим нагрузкам в момент загрузки материала в камеру дробления, поэтому в некоторых конструкциях конусных дробилок предусмотрены специальные тормозные устройства, препятствующие вовлечению подвижного конуса во вращение.

Если происходит дробление материала, то силы трения между материалом и конусами значительно превышают силы трения в указанных выше парах и заставляют подвижный конус вращаться вокруг собственной оси в направлении, противоположном вращению эксцентриковой втулки. Рассмотрим схему действия сил в произвольном горизонтальном сечении камеры дробления конусной дробилки (рисунок ниже). В результате отклонения оси конуса на угол γ в паре эксцентриковая втулка - вал подвижного конуса возникает сила трения

$$F_1 = f_1 \cdot G \cdot g \cdot \text{tg}(\gamma)$$

где f_1 - коэффициент трения поверхностей втулки и вала;

G - масса узла подвижного конуса;

g - ускорение свободного падения.

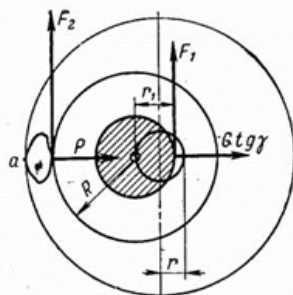


Рисунок 2 – Схема действия сил в произвольном сечении конусной дробилки

Сила трения F_1 приложена к валу против его относительной скорости и образует статический момент $M_1 = F_1 \cdot r_1$ (где r_1 - радиус вала) вызывающий вращение подвижного конуса в сторону вращения эксцентриковой втулки со скоростью n_1 .

При раздавливании куска материала в точке a возникает сила дробления P и соответствующая ей сила трения $F_2 = f_2 \cdot P$ (где f_2 - коэффициент трения поверхности подвижного конуса о кусок породы), направленная против относительной скорости конуса и вызывающая статический момент $M_2 = F_2 \cdot R$ (где R - радиус подвижного конуса в

данном сечении).

Так как $R > r$ и $F_2 > F_1$, то $M_2 \gg M_1$ и подвижный конус под действием момента M_2 будет вращаться вокруг своей оси в направлении, обратном вращению эксцентриковой втулки.

Если r - эксцентриситет в рассматриваемом сечении, то число оборотов n_2 подвижного конуса вокруг своей оси

$$n_2 = n \cdot (r/R)$$

Практически n_2 меньше n в 20-30 раз.

Таким образом при использовании схемы поэтапного измельчения в роторно-вихревом комплексе с разделением на этапы процесса дробления и помола нами было получено: Увеличение производительности в 2-2,5 раза уменьшение энергопотребления в 0,5 раза, и эффективности данной системы по отношению аналогов в 1,5 раза.

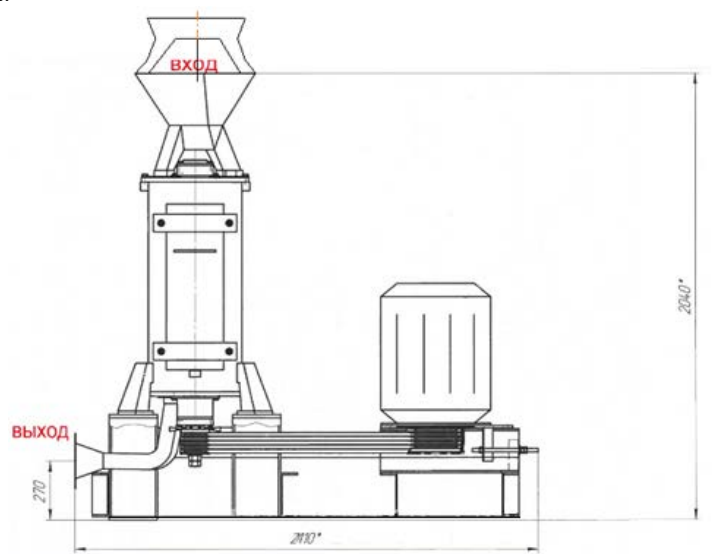


Рисунок 3 – Роторно-вихревая мельница.

Список литературы

1. Romanovich L.G., Sevostyanov V.V., Romanovich M.A., Sevostyanov M.V., Arkatov A.Y. Innovation activity and technology transfer of higher education // Journal of Applied Engineering Science. 2014. Т.12. №4. С.273-276.
2. 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. T.8. № 5. C.25007 - 25014.

3. 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. T.12. №5. C.25015 - 25023.

4. Romanovich L.G., Romanovich M.A., Vybornova V.V., Riapukhina V.N. Small businesses is a sphere of innovation in the age of globalization // Journal of Applied Engineering Science. 2014. T. 12. № 4. C.297-301.

5. Sevostyanov V.V., Targonskii I.I., Romanovich A.A., Goncharov A.A. Energy saving milling aggregates with internal recycling of the milled materials // Glass and Ceramics. 1993. T.50. № 4.C.180-184.

6. Sharapov R.R., Prokopenko V.S. Modeling of the separation process in dynamic separators // World Applied Sciences Journal. 2013. T.25. №3. C.536-542.

7. 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. T.9. №12. C.1211-1215.

8. Агарков А.М., Шарапов Р.Р. Влияние ширины камеры рабочей зоны инерционного концентратора на гидравлическое сопротивление // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 9. С. 19-21.

9. Агарков А.М., Шарапов Р.Р., Бойчук И.П., Прокопенко В.С. Гидравлическое сопротивление концентратора // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015. № 6. С. 160–163.

10. Агарков А.М., Шарапов Р.Р., Прокопенко В.С. Анализ гидравлического сопротивления концентратора // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2016. № 3. С. 87-90.

11. Герасимов М.Д. Сложение колебаний в вибровозбудителях. // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2016. №3. С. 116- 121.

12. 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.

13. Носов О.А., Васечкин М.А., Стоянова Н.В. Выбор режимов функционирования технических систем // Автоматизация и современные технологии 2012 - №4.- С.6-11

14. Носов О.А., Носова Е.В., Хабарова Н.В. Адаптивный привод прецизионной машины // Автоматизация и современные технологии 2007.- №3.-С.11-14

15. Носов, О.А., Чертов Е.Д., Щербаков Д.С. Оптимизация работы оборудования для получения тонкодисперсных порошков // Тез. док. XI отчетной научной конференции. 4.2 Воронеж: ВГТА, 2002 г., С. 42 - 44.

16. Орехова Т.Н., Уваров В.А. Определение скорости частиц материала пневмосмесителя сухих строительных смесей // Фундаментальные исследования. 2013. № 4-3. С. 592-596.

17. Патент №2426181 Россия, G 11В 17/025 / ПриводCD-проигрывателя / Носов О.А. Васечкин М.А., Жигулина М.О., Рыжкова Е.А. (Россия). – Заяв. 05.04.2010.: Опубл. 10.08.2011Бюл. №22.

18. 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.

19. Романович А.А. Определение центра масс шаровой загрузки первой камеры мельницы, оснащенной лопастными энергообменными устройствам // Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. 2013. № 2 (51). С. 166-171.

20. Сергеев К.А., Стоянова Н.В., Носов О.А., Васечкин М.А. Воздушный буфер как средство виброзащиты приборов на транспорте // Наука и техника транспорта 2012. №1. С. 80-86.

21. Теличенко В.И., Шарапов Р.Р., Степанов М.А., Харламов Е.В. Матричный подход к расчету помольных систем // Научное обозрение. 2016. № 22. С. 8–12.

УДК 621.86

**ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И
ЭКСПЛУАТАЦИИ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО
ЭЛЕКТРОПРИВОДА МЕХАНИЗМОВ КРАНОВ МОСТОВОГО
ТИПА**

Денисов И.А.¹

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

Затронуты вопросы, касающиеся целесообразности применения различных систем частотно-регулируемого электропривода в механизмах кранов мостового типа. Рассмотрены характерные особенности эксплуатации, влияющие на выбор рабочего оборудования для синтеза систем управления. Даны рекомендации и определены дальнейшие направления исследований по улучшению технических характеристик приводов с управлением от преобразователя частоты.

Ключевые слова: преобразователь частоты, электропривод, кран мостового типа, система управления.

**PROBLEMATIC ISSUES ON DESIGNING AND OPERATING OF
A FREQUENCY-CONTROLLED ELECTRIC DRIVE IN OVERHEAD
CRANE MACHINERIES**

Denisov I.A.¹

1. Bryansk State Technical University, Bryansk

The issues on the utility of various systems of a frequency-controlled electric drive in overhead crane machineries are raised. The specific features of operation activity which influence selection of working equipment for control system synthesis are considered. The recommendations for improvement of technical specifications of the drives that operate by a frequency converter, as well as further directions of research in this area, are given.

Key words: frequency converter, electric drive, overhead crane, control system.

Качественные показатели работы современной промышленной техники в значительной степени зависят от технических характеристик приводов рабочих органов. За последние десятилетия благодаря развитию и значительному удешевлению силовой микропроцессорной электроники в широкое употребление вошли частотно-регулируемые приводы, обладающие следующими преимуществами:

- возможностью плавного регулирования скорости в широком диапазоне,
- высокой точностью поддержания скорости,
- лёгкостью перенастройки параметров под конкретные условия эксплуатации,
- значительным снижением шума и вибрации двигателя,
- хорошей электромагнитной совместимостью [1].

Описанные факторы имеют большое значение для машин с постоянно изменяющимися циклами работы и большой инертностью масс, таких как грузоподъёмные краны. В частности, применение системы управления на основе преобразователя частоты в приводах подъёма и передвижения грузоподъёмных машин (ГПМ) позволяет увеличить производительность процесса транспортировки груза за счёт повышения скорости передвижения и точности остановки груза, обеспечить отсутствие резких толчков при старте и остановке, увеличить срок службы основных механических узлов — тяговых канатов, тормозных колодок, редукторов, канатных блоков.

Подавляющее большинство современных преобразователей частоты имеют блочно-модульное исполнение, что даёт возможность для конкретного объекта управления выбрать нужную конфигурацию, которая наиболее адекватно отвечает техническим требованиям. Основу преобразователя частоты составляет базовый блок (модуль) с помощью которого возможно создание простейших электроприводов, построенных по принципу разомкнутой системы управления [1]. Подключение к этому блоку дополнительных сервисных модулей

значительно расширяет возможности преобразователя частоты, позволяет существенно повысить диапазон регулирования скорости и точности её поддержания, а также осуществить предварительный плавный выбор люфтов, зазоров и «преднатяжение» грузовых канатов, что предотвращает подъём груза «с подхватом» и способствует значительному уменьшению динамических нагрузок, действующих на металлоконструкцию крана.

Несмотря на существенные преимущества частотно-регулируемых приводов существует ряд неразрешённых вопросов, касающихся целесообразности применения частотных преобразователей в системах управления отдельных типов грузоподъёмной техники различного назначения, а так же правильного синтеза самих систем.

Опыт эксплуатации электроприводов и систем управления ГПМ показывает, что далеко не каждый преобразователь частоты способен в полной мере справиться с теми задачами, которые возникают на реальном объекте. Это объясняется тем, что грузоподъёмные машины предъявляют к электроприводу ряд специфических требований:

1) Способность развивать крутящий момент, превышающий номинальный, при перегрузках во всём динамическом диапазоне изменения скорости начиная с нулевой и во всех четырёх квадрантах плоскости механических характеристик как при использовании датчика частоты вращения (положения) ротора двигателя, так и в бездатчиковом варианте.

2) Высокое быстродействие в процессах отработки возмущений, позволяющее «подхватить» висящий груз при его растормаживании без значительной интеграционной ошибки (по положению).

3) Наличие функции управления тормозом с возможностью гибкого интегрирования электропривода в систему управления грузоподъёмной машины.

4) Предварительная настройка системы управления на параметры двигателя и корреляция настройки (адаптация системы) в процессе работы электропривода.

5) Необходимый набор защиты от перегрузок, способных привести к аварии [2].

При этом проектирование частотно-регулируемых электроприводов зачастую проводится интуитивно, без чёткого обоснования выбора основных компонентов, что приводит к увеличению стоимости проекта и недоиспользованию заложенных в него возможностей. В работе [3] была предложен дифференциальный подход к выбору рабочего оборудования в зависимости от назначения,

условий работы и предполагаемого срока службы крана. Данный подход описывается на следующих положениях:

1) Реальный диапазон регулирования скорости приводов подъёма и передвижения кранов мостового типа не превышает 50:1, что даёт возможность применять системы с использованием векторного бездатчикового управления. Это позволяет использовать крановые асинхронные короткозамкнутые электродвигатели без датчиков скорости (энкодеров), что существенно снижает их стоимость и повышает надёжность всей системы.

2) Для модернизации кранов допустимо использовать существующие электродвигатели с фазным ротором с закороченными контактными кольцами. Обязательное применение двигателей с независимой вентиляцией в крановом частотно-регулируемом электродвигателе не требуется, что даёт возможность использовать хорошо зарекомендовавшие себя отечественные электродвигатели (4)МТКФ и (4)МТКН с самовентиляцией.

3) Для кранов мостового типа общего назначения с наиболее распространёнными пролётами (до 34,5 м) целесообразно использовать один преобразователь частоты для питания параллельно включённых электродвигателей механизма передвижения.

4) Отечественные крановые резисторы показали свою пригодность в случае их применения в качестве тормозных в составе частотно-регулируемого электропривода [3].

Следует отметить, что данный подход указывает основные пути упрощения частотно-регулируемых приводов ГПМ, однако не приводит рекомендаций для однозначного выбора элементов проектируемой электромеханической системы в зависимости от типа крана и групп режимов работы.

Наиболее трудоёмким является синтез системы управления механизмов передвижения с отдельным приводом, на базе которых реализуются различные алгоритмы управления, позволяющие ограничивать перекос металлоконструкции крана относительно подкранового ходового пути. Основная сложность заключается в правильном учёте влияния разнообразных факторов на возникновение перекосов. В число данных факторов входят:

- 1) Отклонение ходовых путей от прямолинейности.
- 2) Разность диаметров ходовых колёс.
- 3) Особенности воздействия на механическую характеристику электродвигателей.
- 4) Колебания груза.
- 5) Несимметричность нагрузки на ходовые колёса крана.

6) Уровень изношенности реборд.

7) Изменение инерционных характеристик крана при передвижении тележки относительно моста крана.

8) Тип применяемых электродвигателей (электродвигатель вращательного движения, линейный электродвигатель [4])

Проведённые исследования показали [5], что наибольшей точностью обладают системы, в которых управление основывается на непосредственной идентификации перекоса и бокового смещения. В частотно-токовой системе релейно-векторного управления асинхронным электроприводом механизма передвижения мостового крана, предложенной в работе [6] для определения положения крана относительно рельсов, используются четыре бесконтактных датчика, изменяющие расстояния до рельсов вблизи каждого из крановых колёс. Датчики Д1, Д2, Д3, Д4 закреплены на раме так, как показано на рис. 1. Положение крана определяется по дифференциальным значениям, получаемым путём вычисления разности показаний бесконтактных датчиков, измеряющих расстояние от мест установки до рельсов в соответствии с формулами

$$\Delta_{12} = L_{Д1} - L_{Д2},$$

$$\Delta_{34} = L_{Д3} - L_{Д4},$$

где Δ_{12} , Δ_{34} – дифференциальные значения; $L_{Д1}$, $L_{Д2}$, $L_{Д3}$, $L_{Д4}$ – показания датчиков Д1, Д2, Д3, Д4, соответственно. Диапазон измерения — $[0 \dots L_{дi \max}]$.

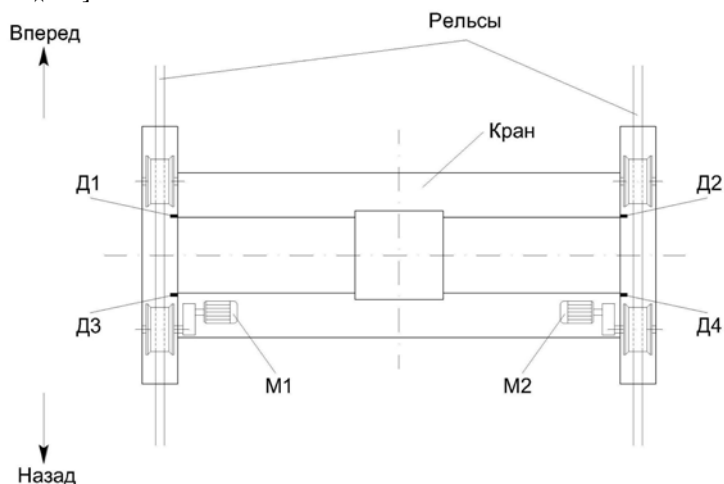


Рисунок 1 – Схема расположения бесконтактных датчиков.

Таким образом, исходя из приведенных формул при боковом смещении моста крана вправо разность показаний датчиков Д1, Д2 и Д3, Д4 примет положительное значение. Основываясь на данной комбинации система управления снизит скорость левой опоры, что должно способствовать стабилизации положения моста относительно ходового пути.

Картина работы системы управления может измениться при наличии отклонения ходовых путей в плане. На рис. 2 представлена горизонтальная нивелировка подкранового пути мостового крана грузоподъемностью 20 т, пролётом 32 м, установленного на складе готовой продукции.

Видим, что на участке между 5-й и 6-й разбивочной осью происходит резкое сужение ходового пути из-за изменения отклонения верхнего рельса относительно прямой линии Б, при этом изменение положения ветки нижнего рельса относительно прямой А незначительно. Таким образом, при передвижении крана на данном участке, датчики, измеряющие расстояние от металлоконструкции крана до рельса ходового пути, так же зафиксируют изменение дифференциального значения при отсутствии смещения самого крана. Так при движении крана слева направо разность показателей датчиков может принять отрицательное значение, что приведет к снижению скорости правой опоры. В некоторых случаях это может приводить к появлению искусственного перекоса даже при допускаемых по нормативам значениях отклонений геометрических параметров кранового пути.

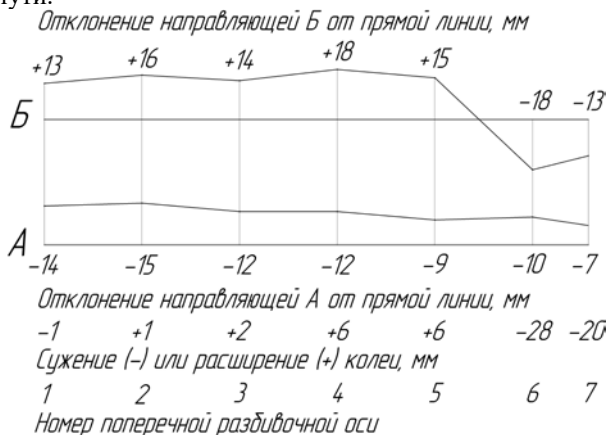


Рисунок 2 – Горизонтальная нивелировка ходового пути мостового крана

Следует учесть, что крановый рельс имеет наклонные боковые поверхности, стыки, а также соединяется при помощи накладок, наличие которых может повлиять на точность измерения показаний бесконтактных датчиков и отразится на работе системы управления. Уточнения так же требует вопрос экономической целесообразности внедрения подобных систем для различных типов грузоподъемной техники, так как практика показывает, что достаточного снижения износа ходовых колёс можно добиться применением простейших систем смазывания реборд [7].

На основе изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Выбор элементов системы управления для частотно-регулируемого электропривода механизмов кранов мостового типа следует производить исходя из эксплуатационной загруженности грузоподъемной машины и условий её работы.

2. Существующие аппаратные методы устранения перекоса не способны учесть всю совокупность факторов, действующих на кран, что может приводить к ошибкам в работе системы управления. Необходимо чтобы система могла сама выявлять причину изменения показаний отслеживающих датчиков и соответствующим образом реагировать на внешние возмущающие воздействия.

3. Конструкция и реальный профиль направляющих кранового пути может препятствовать точному определению положения крана. Для этого целесообразно применять специальные базовые поверхности с достаточной точностью выровненные в плане на всём протяжении пути перемещения крана.

Список литературы

1. Радимов, С.Н. Частотно-регулируемый асинхронный электропривод: учеб. пособие / С.Н. Радимов. – Одесса: ОНПУ, 2007. – 38 с.

2. Панкратов, В.В. Тенденции развития общепромышленных электроприводов переменного тока на основе современных устройств силовой электроники // Силовая интеллектуальная электроника. Специализированный информационно-аналитический журнал. – 2005. – № 2 – С. 27-31.

3. Попов, Е.В. Частотно-регулируемый электропривод механизмов грузоподъемных кранов / Е.В. Попов, Г.Б. Онищенко // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2010. – №3 – С. 179-184.

4. Гончаров, К.А. Особенности динамического анализа механизма передвижения подвесной грузовой тележки мостового крана с линейным электроприводом / К.А. Гончаров, И.А. Денисов, Е.И. Ильин // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2016. – №3 – С. 115-122.

5. Кочевин, Д.В. Система управления электропривода передвижения мостового крана / Д.В. Кочевин, Г.А. Федяева // Вестник Брянского

государственного технического университета. – 2012. – №3 – С. 4-11.

6. Федяева, Г.А. Частотно-токовая система релейно-векторного управления асинхронным электроприводом механизма передвижения мостового крана / Г.А. Федяева, Т.В. Смородова, Д.В. Кочевинов, Д.В. Конохов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2015. – №4 – С. 91-99.

7. Назаров, А.В. Новое решение проблемы износа пары трения "реборда колеса - рельс" // Материалы IV Уральского конгресса. Екатеринбург, 2010.

УДК 69.002.5 /691.32

**ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МОБИЛЬНОЙ
БЕТОНОСМЕСИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ НА
ЭЛЕКТРОПРОВОДНЫЕ СВОЙСТВА ИЗГОТАВЛИВАЕМОГО
КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА**

Зарипова И.И., Илюхин А.В.¹

*1. Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет (МАДИ)*

В статье представлены результаты анализа влияния режимов работы мобильной бетоносмесительной установки на электропроводные свойства изготавливаемого композиционного материала. Рассмотрена возможность использования электропроводных композиционных материалов, как альтернативная ресурсосберегающая технология, применимая для устройства дорог со специальными свойствами (элемент антигололедной системы).

Ключевые слова: мобильная бетоносмесительная установка, связанное дозирование, режимы работы, оптимизация, электропроводные композиционные материалы

**EVALUATION OF THE INFLUENCE OF OPERATING MODES
OF A MOBILE CONCRETE MIXING PLANT ON THE
ELECTRICALLY CONDUCTIVE PROPERTIES OF THE COMPOSITE
MATERIAL**

Zaripova I.I., Ilyhin A.V.¹

1. Moscow State Automobile and Road Technical University (MADI)

The article presents the results of the analysis of the influence of the operation modes of a mobile concrete mixing plant on the electrically conductive properties of the composite material being manufactured. The possibility of using electrically conductive composite materials as an

alternative resource-saving technology applicable for the construction of roads with special properties (An element of an anti-ice-cold system).

Keywords: mobile concrete mixing plant, connected dosing, operating modes, optimization, conductive composite materials

Актуальность выбранного направления исследования базируется на необходимости изучения режимов работы мобильной бетоносмесительной установки (МБСУ) в процессе дозирования компонентов электропроводного композиционного материала (ЭКМ) и установлении закономерностей формирования структуры и качественных показателей элементов дорог со специальными свойствами, а также создания математического описания этого взаимодействия.

В настоящий момент, отсутствуют рекомендации по режимам работы машин и оборудования, которые обеспечивали бы необходимое качество ЭКМ при его производстве в полевых условиях [4, 5, 6]. Т.е. необходима разработка метода по совершенствованию режимов работы МБСУ при производстве ЭКМ, который позволял бы с достаточной быстротой и высокой точностью обеспечивать стабильность состава итогового изделия с прогнозируемыми характеристиками.

Для рассмотрения были выбраны электропроводные бетоны – это специальные мелкозернистые бетоны, представляющие собой ЭКМ на основе различных вяжущих (в данном исследовании на цементном вяжущем) с электропроводным заполнителем (в данном исследовании с техническим углеродом). Они обладают малым удельным электрическим сопротивлением и стабильностью электрических параметров во времени при изменяющихся условиях эксплуатации и, следовательно, способны пропускать электрический ток заданного значения [4, 5, 6].

Перспективным ресурсосберегающим направлением использования ЭКМ является изготовление различных греющих элементов, применимых для обустройства дорог и прилегающих территорий, эксплуатируемых в зимний период. Например, ЭКМ могут быть использованы в качестве элементов антигололедной системы: греющие элементы вдоль проезжей части, зона ливнестока, зона посадки и высадки пассажиров, пешеходные и парковочные зоны, лестничные марши подземных переходов, открытые пандусы и т.д.

Оптимизация управления режимами работы МБСУ была рассмотрена как на три взаимосвязанные задачи:

1. Подбор оптимального состава компонентов ЭКМ путем моделирования структуры ЭКМ и создания электропроводной модели ЭКМ (формирование оптимального задания на дозирование компонентов в МБСУ);

2. Подбор оптимальной очередности дозирования компонентов ЭКМ в МБСУ;

3. Подбор оптимального режима дозирования ЭКМ в МБСУ.

В результате решения поставленных задач была создана система оптимизации режимов работы МБСУ, включающая в себя программное обеспечение по вычислению оптимальной рецептуры (формализованное задание для блока дозирования МБСУ) и модельно-вычислительный комплекс по подбору режимов работы МБСУ при производстве ЭКМ. Это позволило обеспечить гибкость производственной системы, т.е. способность легко модифицироваться (с малыми затратами и издержками) в ходе изменения заданий на выпуск ЭКМ (в зависимости от характеристик компонентов и заданных объемов ЭКМ) и режимами работы МБСУ [7, 8, 9, 10].

Для анализа использования МБСУ при различных режимах работы, были проанализированы по три серии образцов. На рисунке 1 представлен фрагмент результатов испытаний (20 образцов) ЭКМ, произведенных без использования оптимизации задания на дозирование и без оптимизации режимов работы МБСУ.

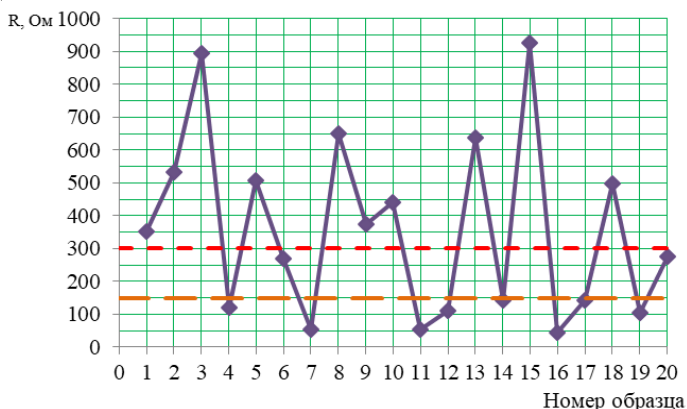


Рисунок 1 – Значение сопротивления образцов (R), изготовленных при традиционной системе дозирования (без использования оптимизации задания на дозирование и без оптимизации режимов работы МБСУ)

На рисунке 2 представлен фрагмент результатов испытаний (20 образцов) ЭКМ, произведенных с использованием оптимизации

задания на дозирование, но без оптимизации режимов работы МБСУ.

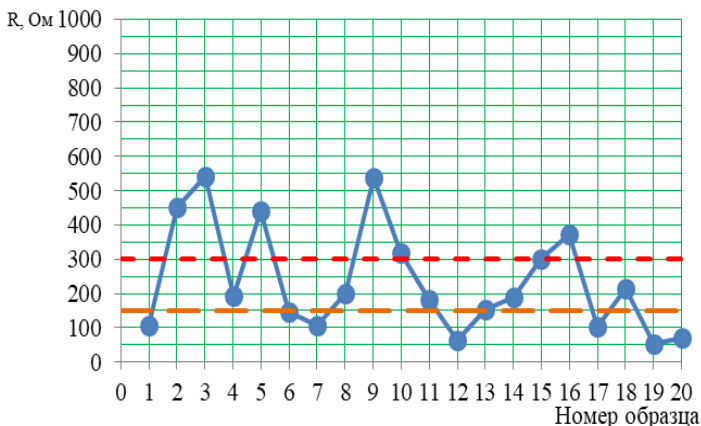


Рисунок 2 – Значение сопротивления образцов (R), изготовленных с использованием оптимизации задания на дозирование и без оптимизации режимов работы МБСУ

На рисунке 3 представлен фрагмент результатов испытаний (20 образцов) ЭКМ, произведенных с использованием оптимизации задания на дозирование и с оптимизацией режимов работы МБСУ.

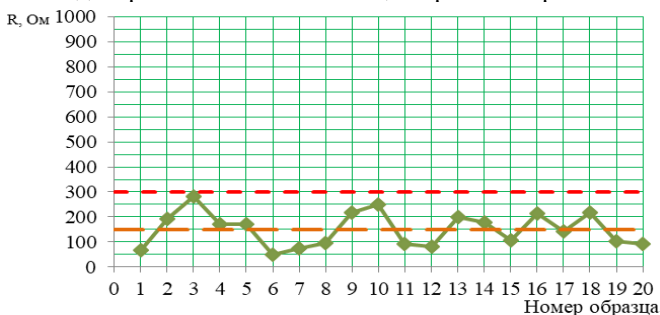


Рисунок 3 – Значение сопротивления образцов (R), изготовленных с использованием оптимизации задания на дозирование и режимов работы МБСУ

На рисунках 1 – 3 хорошо видно, что оптимизация задания на дозирование и оптимизация режимов работы МБСУ положительно влияет на электропроводные характеристики ЭКМ. Наблюдается стабилизация значений сопротивления по двум условным интервалам, обозначенным на рисунках пунктирными линиями (до 150 Ом, до 300 Ом).

Ом), которые определяются в соответствии с функциональным назначением ЭКМ и условиями последующей эксплуатации.

Таким образом, внедрение разработанных методов оптимизации режимов работы МБСУ позволяет стабилизировать технологический процесс связанного дозирования ЭКМ, что приводит к увеличению количества пригодной смеси ЭКМ для устройства дорог и прилегающих территорий, эксплуатируемых в зимний период.

Список литературы

1. Абдулханова М.Ю., Технологии производства материалов и изделий и автоматизация технологических процессов на предприятиях дорожного строительства: учебное пособие / М.Ю. Абдулханова, В.А. Воробьев, В.П. Попов. – М.: Солон-Пресс, 2014. – 576 с.

2. Баженов Ю.М., Компьютерное материаловедение строительных композитных материалов: учебное пособие / Ю.М. Баженов, В.А. Воробьев, А.В. Илюхин. – М.: Изд-во Российской инженерной академии, 2006. – 256 с.

3. Доценко А.И., Строительные машины и основы автоматизации / А.И. Доценко. – М.: Высшая школа, 1995. – 400 с.

4. Дворкин, Л.И. Специальные бетоны / Л.И. Дворкин, О.Л. Дворкин. – М.: Инфра-Инженерия, 2012. – 368 с.

5. Зарипова И.И., Электротехнические бетоны: классификация и особенности сертификации // Все материалы. Энциклопедический справочник. – 2014. – № 9. – С.12-15.

6. Илюхин А.В., Воробьев В.А. Исследование свойств электропроводных бетонов // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 1997. – № 6. – С. 38.

7. Зарипова И.И., Новиков Д.А. Компьютерное моделирование свойств электропроводных композиционных материалов при производстве с применением мобильной бетоносмесительной установки // Современные технологии в области прикладных инженерных наук: труды Молодежного международного научно-практического семинара молодых ученых и студентов. Москва. – 2016. – С. 236-242.

8. Зарипова, И.И. Технология подбора состава композиционного материала с прогнозируемыми свойствами // Приоритетные направления развития науки и образования. – 2016. – № 3(10). – С.88-91.

9. Зарипова И.И., Илюхин А.В. Оптимизация режимов работы мобильных бетоносмесительных установок на основании теории Графов // Новые материалы и технологии в машиностроении. – 2017. – № 25. – С.104-107.

10. Зорин В.А., Зарипова И.И. Анализ системы дозирования ЭКМ в мобильных бетоносмесительных установках // В книге: Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии материалы международной научно-технической конференции. ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет». – 2017. – С.165-166.

УДК 621. 879. 3

**ВЫБОР НАГРЕВАТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА ДЛЯ
ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ АДГЕЗИИ СИСТЕМЫ ГРУНТ-МЕТАЛЛ ПРИ
РАЗРАБОТКЕ ВЛАЖНЫХ СВЯЗНЫХ ГРУНТОВ ЗЕМЛЕРОЙНЫМИ
МАШИНАМИ**

Зеньков С.А.¹, Балахонов Н.А.¹

1. ФГБОУ ВО Братский государственный университет, г.Братск

Выполнен анализ по использованию саморегулирующихся нагревательных элементов в качестве борьбы с адгезией грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин. Проведен эксперимент с использованием нагревательных элементов марок ТМ-40, ТМ-60 и SRL 30-2. Представлена обшая температурно-временная характеристика нагревательных элементов. На основе математической обработки результатов экспериментальных данных были получены однофакторные уравнения регрессии.

Ключевые слова: адгезия, грунт, нагревательный элемент, греющий кабель.

**SELECTION OF A HEATING ELEMENT FOR PREVENTION OF
ADHESION OF THE SOIL-METAL SYSTEM IN THE DEVELOPMENT
OF WET RELATED SOILS EARTHMOVING MACHINERY**

Zenkov S.A.¹, Balakhonov N.A.¹

1. Bratsk State University, Bratsk

Considered an overview analysis of the use of self-regulating heating elements as combating soil adhesion to metal surfaces of working bodies of earth-moving machines. An experiment using a heating element marks TM-40, TM-60 and SRL 30-2. The general temperature-time characteristic of heating elements is presented. On the basis of mathematical processing of experimental data, one-factor regression equations were obtained.

Keywords: adhesion, soil, heating element, heating cable.

Введение. Методы снижения трения и прилипания грунта на рабочие поверхности землеройных машин можно разделить на четыре группы [1-11]. Первый метод включает в себя создание промежуточного слоя на границе контакта системы грунт-металл, который может служить защитным экраном для молекулярного взаимодействия фаз и должен обладать адгезионным взаимодействием. Вторая группа включает в себя методы, способствующие ослаблению адгезионных связей за счет внешнего воздействия. Третий метод

основан на конструктивно-технологических и механических способах. Четвертая группа - это комбинирование двух или более методов для снижения адгезии.

Постановка задачи. В данной статье рассматривается метод внешнего воздействия, который заключается в использовании нагревательных элементов в виде греющих саморегулирующихся нагревательных кабелей марок ТМ-40, ТМ-60 и SRL 30-2 [12].

Греющий кабель - это кабель с активным греющим сердечником в виде одного или нескольких нагревательных элементов, которые, при условии прохождения по ним электрического тока, выделяют тепло. Выделенное тепло греющий кабель передает объекту, который нужно обогреть.

Основное качество греющего кабеля - его гибкость, за счет которой он может быть уложен практически по любой поверхности и осуществлять ее равномерный обогрев.

Греющий кабель нагревается под воздействием проходящего по нему электрического тока. Основная характеристика греющего кабеля — это удельное тепловыделение, которое определяется как мощность в ваттах на метр длины.

Греющий кабель состоит из следующих элементов (рис.1):

В одном греющем кабеле могут использоваться одна или несколько греющих жил с защитными оболочками на каждой из них. Самыми простыми и дешевыми являются одножильные кабели, но они легко подвергаются воздействию стороннего электромагнитного излучения. Двух- и трехжильные кабели более надежны. Для защиты от наводок кабель может быть снабжен экраном из фольги. В зависимости от наличия такой защиты различают экранированный и неэкранированный кабель. Поскольку технология изготовления экранированного кабеля сложнее, он как правило более дорогой.

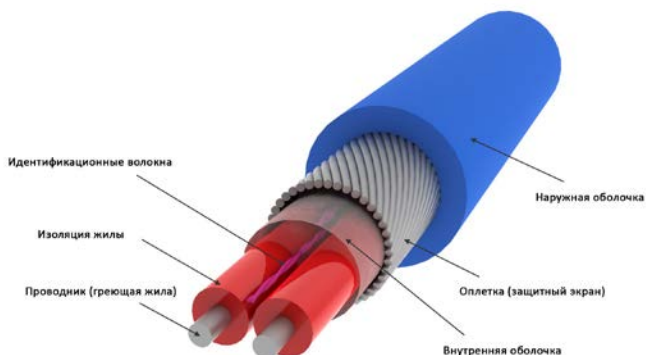


Рисунок 1 – Конструкция кабеля

В таблице 1 приведены сравнительные характеристики нагревательных элементов трёх марок (TM-40, TM-60, SRL 30-2): мощность нагревательного элемента, температура нагрева на открытом воздухе, напряжения питания и длина кабеля, также приведена область применения нагревательных элементов для каждой из трёх марок в таблице 2.

Таблица 1 - Характеристики нагревательных элементов

Характеристики	Наименование греющих кабелей		
	TM-40	TM-60	SRL 30-2
Мощность, Вт/м	40	60	30
Температура нагрева на воздухе, С	95	115	85
Напряжение питания, В	220	220	220-240
Длина кабеля, м	6	6	6

Таблица 2 - Область применения нагревательных элементов

Наименование кабеля	Область применения
TM-40	Обогрев бетона, в холодильной промышленности
TM-60	Обогрев бетона, в холодильной промышленности
SRL 30-2	Обогрев водосточков и кровли, Обогрев водопровода, Обогрев труб и трубопроводов, Обогрев резервуаров и емкостей

Метод решения задачи. Проведён анализ нагревательных кабелей марок TM-40, TM-60 и SRL 30-2 для выявления наиболее эффективного греющего элемента с максимальной температурой

нагрева при продолжительности работы $t=10$ мин. В качестве имитатора рабочей поверхности был использован специальный сдвиговой стенд [13]. Планирование и сам эксперимент проводился в помещении, при температуре 20 град С° [14].

Нагрев металлической пластины с помощью нагревательного элемента проводился 10 мин, значения температуры нагрева в зависимости от времени контакта замерялись в значениях 2, 4, 6, 8 и 10 минут.

Результаты проведенного эксперимента показаны в таблице 3.

Таблица 3 - Результаты эксперимента

Наименование кабеля	Время нагрева пластины, мин.				
	2	4	6	8	10
	Температура нагрева пластины, в зависимости от продолжительности нагрева, °С				
TM-40	15	16	17	19	20
TM-60	22	31	39	46	51
SRL 30-2	10	12	14	15	17

На рисунке 2 изображена общая температурно-временная характеристика нагревательных элементов TM-40, TM-60 и SRL 30-2.

Произведена математическая обработка результатов эксперимента.

Математическая обработка полученных результатов проводилась при помощи программы MODEL для однофакторных зависимостей. Для получения однофакторных уравнений регрессии использовалась функция $y = C_0 + C_1 \cdot x + C_2 \cdot x^2$.

Анализ полученных результатов. В результате обработки экспериментальных данных были получены уравнения регрессии для трёх марок нагревательных кабелей TM-40, TM-60 и SRL 30-2.

Полученные однофакторные уравнения показаны в таблице 4.

Таблица 4 - Однофакторные уравнения температуры нагрева пластины

Температурно-временная характеристика нагревательных элементов при +20 град	
Наименование кабеля	Температура нагрева пластины, °С
TM - 40	$Y = 14 + 0,435714 \cdot x + 0,017857 \cdot x^2$
SRL 30-2	$Y = 8 + 1,064286 \cdot x - 0,017857 \cdot x^2$

TM-60

$$Y = 14,066667 + 4,642424 \cdot x - 0,090909 \cdot x^2$$



Рисунок 2 – Общая температурно-временная характеристика нагревательных элементов

Выводы. Наиболее эффективную работу среди нагревательных элементов показал греющий кабель марки TM-60. По результатам эксперимента, на каждом отрезке времени нагревательный элемент TM-60 показал себя эффективней греющего кабеля TM-40 в 1.5-2.6 раза, по сравнению с греющим кабелем SRL 30-2, TM-60 оказался эффективней в 2.2-3 раза.

Список литературы

1. Заднепровский Р.П. Об эффективных методах снижения адгезии и трения при разработке и транспортировке влагосодержащих материалов // Механизация строительства. 2013. № 10 (832). С. 32-37.
2. Зеньков С.А., Курмашев Е.В., Елохин А.В., Дэлэг Д. Перспективы применения гибких нагревательных ленточных элементов для снижения адгезии грунта к рабочим органам ковшового типа // Механика XXI века. 2009. № 8. С. 164-167.
3. Зенков С.А., Ереско С.П. Моделирование процесса копания грунта вибрирующим ковшовым рабочим органом при отрицательной температуре // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 12. С. 44-49.
4. Зеньков С.А. Методика расчета оборудования с акустическим воздействием для снижения адгезии грунтов к ковшам экскаваторов // Вестник

Иркутского государственного технического университета. 2006. № 2-1 (26). С. 67-72.

5. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Определение параметров вибрационного оборудования к ковшам экскаваторов для снижения адгезии грунтов // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2009. № 89-2. С. 90-94.

6. Зеньков С.А., Батуру А.А. Комбинированное устройство снижения адгезии грунта к ковшу экскаватора // Механики XXI века. 2007. № 6. С. 76-78.

7. Зеньков С.А., Жидовкин В.В., Нечаев А.Н. Снижение адгезии грунтов с помощью ремонтно-восстановительных составов // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2010. Т. 2. С. 127-131.

8. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Определение производительности экскаваторов при снижении адгезии грунтов // Вестник Иркутского регионального отделения Академии наук высшей школы РФ. 2010. № 2. С. 191.

9. Зеньков С.А., Жидовкин В.В., Ничаев А.Н., Курмашев Е.В. Применение оборудования теплового воздействия для снижения адгезии грунтов // Механики XXI века. 2010. № 9. С. 129-132.

10. Зеньков С.А., Булаев К.В., Батуру А.А. Планирование эксперимента для определения влияния жидкостного слоя на сопротивление сдвигу грунта по металлической поверхности при отрицательной температуре // Механики XXI века. 2006. № 5. С. 84-87.

11. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Игнатъев К.А., Кожевников А.С. Неметаллические покрытия как профилактическое средство снижения адгезии на отвальных рабочих органах землеройных машин // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2013. Т. 2. С. 30-35.

12. Нагревательные кабели: виды и области применения [Электронный ресурс]: информация и обучающие материалы для начинающих электриков. Режим доступа: <http://elektrik.info/main/news/117-nagrevatelnye-kabeli-vidy-i-oblasti-primeneniya.html>.

13. Зеньков С.А., Кобзов Д.Ю., Курмашев Е.В. Стенд сдвиговый: пат. 2460989 Рос. Федерация; заявл. 28.09.2010; № заявки 2010139838/28, опубл. 10.09.2012. Бюл. № 25.

14. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановсий Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий.- М.: Наука, 1976. - 280 с.

УДК 629

ПРИМЕНЕНИЕ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Зорин В.А., Тимченко М.И.¹

*1. ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный
государственный технический университет (МАДИ)»*

В статье описаны перспективы применения аддитивных технологий при производстве деталей машин на примере опоры рычага коробки переключения передач.

Ключевые слова: аддитивные технологии, детали машин, 3D модель, полимерные композиционные материалы.

APPLICATION OF ADDITIVE TECHNOLOGIES AT PRODUCTION OF MACHINES DETAILS

Zorin V.A., Timchenko M. I.¹

1. FGBOOU WAUGH "The Moscow automobile and road state technical university (MADI)"

In article the prospects of use of additive technologies are described by production of machines details on the example of gear shifting box lever support.

Keywords: additive technologies, details of machines, 3D model, polymeric composite materials.

Основными направлениями развития машиностроения в настоящее время являются: применение новых полимерных композиционных материалов (ПКМ) при производстве деталей машин; разработка новых технологических методов, оборудования и процессов производства изделий машиностроения. В настоящее время широкое распространение в машиностроении получили аддитивные технологии (рис. 1) [1].

Основными преимуществами аддитивных технологий перед традиционными являются:

- сокращение трудоемкости изготовления;
- сокращение сроков проектирования и изготовления детали;
- снижение себестоимости проектирования и изготовления детали;
- экономия машиностроительных материалов.

Первым шагом на пути создания машины является пространственное проектирование изделий машиностроения с применением компьютерных виртуальных цифровых трехмерных моделей, что стало возможным благодаря внедрению современного программного обеспечения (CAD-программы), моделирования и расчетов (CAE).

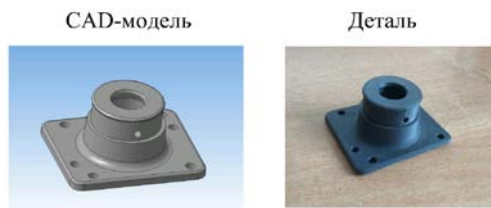


Рисунок 1 – Технологии аддитивного производства (Additive Manufacturing)

Наиболее популярной в машиностроении является технология FDM (Fused Deposition Modeling), предусматривающая подачу термопластичного материал в виде проволоки (нити) на печатающую головку с последующим распределением по поверхности рабочего стола (платформы) или по предыдущему слою изготавливаемого объекта в соответствии с определенной программой траектории. Слои материала, застывая, формируют тело детали. Алгоритм повторяется до завершения построения объекта (рис. 2).

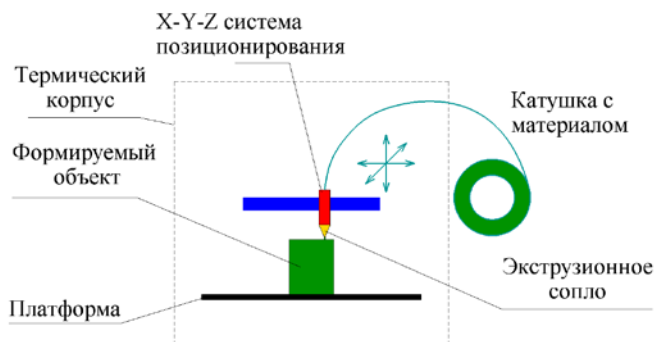


Рисунок 2 – Принцип действия FDM-машины

Устройства для формирования материала с заранее заданными свойствами в виде нити для 3D-принтеров называются экструдерами (рис. 3). Экструдер применяется для размягчения (пластификации) материалов и придания им формы путём продавливания через профилирующий инструмент -экструзионную головку. В экструдере используют главным образом термопластичные полимерные материалы, резиновые компоненты с наполнителями различных видов.

В связи с тем, что полимеры в чистом виде не обеспечивают достаточную прочность, при создании деталей машин необходимо

формировать новые композиционные материалы с заданными эксплуатационными свойствами. С этой целью в состав полимера вводятся наполнители: волокна, минеральные и металлические порошки, стружки и проч. [2,3,4,5] Для получения равномерного распределения в матрице наполнитель постепенно водится в состав расплавленного вязущего с одновременным перемешиванием.

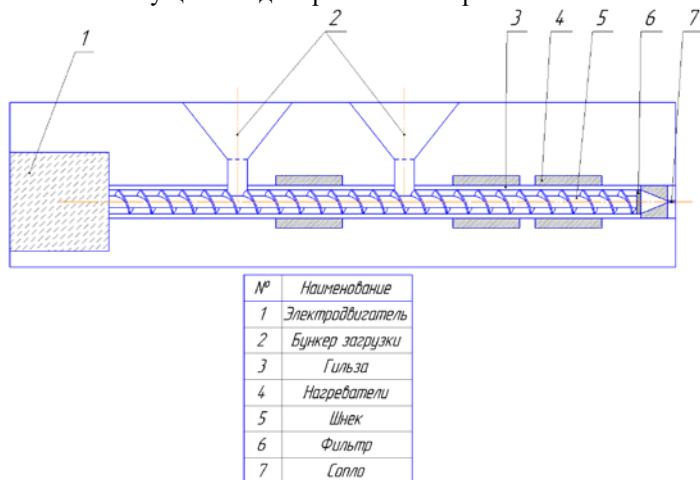


Рисунок 3 – Схема экструдера

В качестве наглядного примера возможности применения аддитивных технологий при производстве деталей машин выбрана опора рычага коробки переключения передач, которая используется в большинстве автомобилей, строительно-дорожных и коммунальных машин.

При выборе детали учитывались следующие факторы: простота конструкции, отсутствие повышенных динамических и статических нагрузок, широта применения. Опора рычага переключения передач не требует высокой точности в процессе изготовления.

При выходе из строя любой детали машина не работает, вследствие чего компания несет убытки из-за простоя. Печать на 3D принтере существенно снижает затраты времени и материальных ресурсов на создание детали. Достигается и экономия сырья: производство на 3D принтере отличается высокой точностью, не требует дополнительной механической обработки детали, позволяет исключить расходы материала в виде стружки. При этом сокращаются

финансовые и трудовые ресурсы. Благодаря 3D печати уменьшается негативное воздействие на окружающую среду по сравнению с традиционным производством.

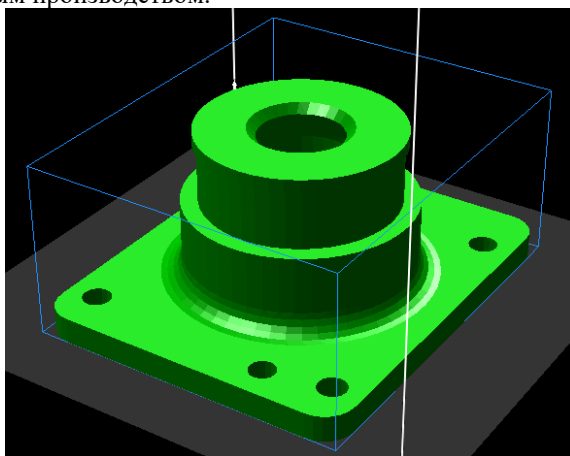


Рисунок 4 – Модель опоры рычага переключения передач ЯМЗ-236У

Расчет на прочность методом конечных элементов

Как уже отмечалось, в основе аддитивного производства лежит создание компьютерной виртуальной цифровой трехмерной модели детали (рис.4). Для построения модели используется система АРМ FEM, представляющая собой интегрированный в КОМПАС-3D инструмент для подготовки и последующего конечно-элементного анализа трехмерной твердотельной модели (детали или сборки).

Подготовка цифровой 3D модели и задание материала осуществляется средствами системы КОМПАС-3D. С помощью АРМ FEM можно приложить нагрузки различных типов, установить граничные условия, создать конечно-элементную сетку и выполнить необходимые расчеты детали на прочность (рис. 5). При этом процедура генерации конечных элементов проводится автоматически.

Учитывая показатели физико-механических свойств материала, методом конечных элементов определяем величину напряжений, действующих на деталь. Для этого цифровую модель делим на множество конечных элементов и прикладываем нагрузку, соответствующую эксплуатационной.

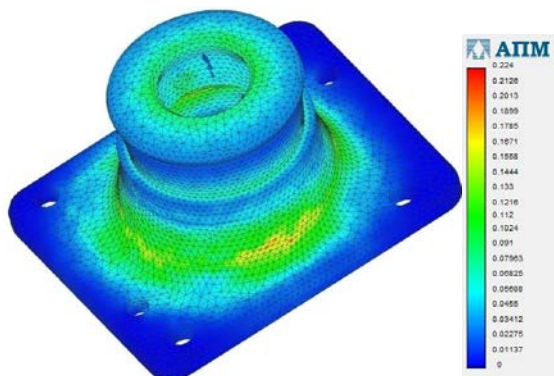


Рисунок 5 – Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу

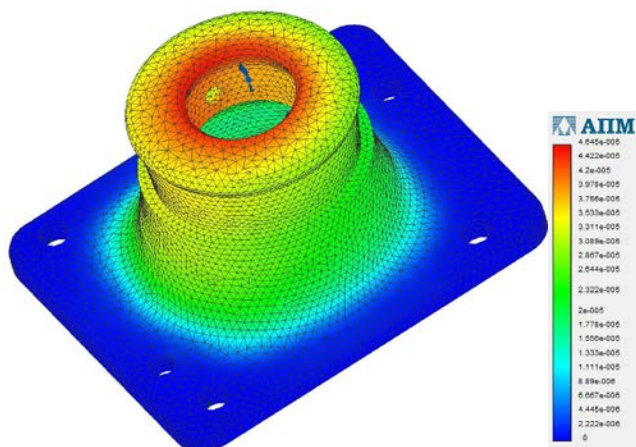


Рисунок 6 – Распределение суммарных линейных перемещений в материале опоры рычага переключения передач

Полученная таким образом цифровая модель распределения суммарных линейных перемещений в материале опоры рычага переключения передач (рис. 6) позволяет оценить прочность детали, изготовленной из полимерного композиционного материала и, в случае необходимости, скорректировать его показатели эксплуатационных свойств. Чем выше интенсивность окраски части поверхности детали, тем выше напряжение или деформация детали в данной области.

Разработанная 3D модель и обоснованные значения физико-механических параметров полимерного композиционного материала

[6,7,8] позволяют приступить к изготовлению опоры рычага коробки переключения передач аддитивным методом.

Вывод: В настоящее время накоплен значительный объем результатов теоретических и экспериментальных исследований в области аддитивных технологий. Это позволяет использовать полимерные композиционные материалы при производстве и ремонте дорожно-строительных и транспортно-технологических машин.

Применение аддитивных технологий в машиностроении снижает трудоемкость и металлоемкость изготовления детали. Масса детали из ПКМ меньше, а значит, уменьшаются расходы топлива и снижаются выбросы токсичных отработавших газов в окружающую среду в процессе эксплуатации машины. Изготовление деталей с помощью аддитивной технологии так же снижает уровень загрязнения окружающей среды в процессе производства.

Список литературы

1. Зорин, В.А., Полухин, Е.В. Перспективы применения аддитивных технологий при производстве дорожно-строительных машин//С производства дорожно-строительных машин//Строительная техника и технологии.2016. №3 (119). С.54-57
2. Гращенков, Д.В. Стратегия развития композиционных и функциональных материалов/Д.В.Гращенков, Л.В.Чурсова//Авиационные материалы и технологии. – 2012.- №S/-С.231-242.
3. Зорин, В.А., Серёгин, Д.В. Перспективы применения неметаллических материалов при производстве дорожно-строительных машин//Механизация строительства. 2015. №7(853). С.4-7
4. Баурова, Н.И. Применение полимерных композиционных материалов при производстве и ремонте машин: учеб. пособие/ Н.И.Баурова, В.А.Зорин.// – М.: МАДИ, 2016. – 264 с.
5. Полимерные композиционные материалы: структура, свойства, технология: учебное пособие/ под ред. А.А.Берлина. – 3-е испр.изд. – СПб.: ЦОП «Профессия», 2011.- 560 с.
6. Баурова, Н.И. Закономерности процессов разрушения композиционных материалов при продольном нагружении в зависимости от особенностей их структуры на микроуровне //Энциклопедия инженера-химика.- 2012.- №11. – С. 35-41
7. Зорин, В.А. Повышение стойкости полимерных материалов, применяемых при ремонте машин, к воздействию циклических нагрузок/В.А.Зорин, Н.И.Баурова.// Механизация строительства.-2013.- №4(826)- С.25-27
8. Зорин, В.А.Применение интеллектуальных материалов при производстве, диагностировании и ремонте машин: монография/В.А.Зорин, Н.И.Баурова. -2-е изд., перераб. и доп. – М.: ИНФРА-М, 2015. – 110 с.

УДК 624.04(075.8)

УПРАВЛЕНИЕ РИСКАМИ В СТРОИТЕЛЬНОМ
МАШИНОСТРОЕНИИ

Зорин В.А.¹

*1. ФГБОУ ВО Московский автомобильно-дорожный
государственный технический университет (МАДИ), г. Москва*

В статье рассматриваются возможности управления рисками при проектировании, производстве и ремонте машин с учётом условий их эксплуатации. Показано, как на основе риск ориентированного мышления можно предотвратить риски и повысить уровень безопасности машин. Рассмотрены методы анализа и оценки рисков в машиностроении.

Ключевые слова: строительные машины, машиностроение, управление рисками, риск-ориентированное мышление

RISK MANAGEMENT IN CONSTRUCTION MACHINERY
ENGINEERING

Zorin V.A.¹

*1. Moscow state university of automobile and road engineering,
Moscow*

The summary: in article opportunities of management by risks at designing, manufacture and repair of construction machines in view of their operation conditions are considered. It is shown, how on the basis of risk based thinking it is possible to prevent risks and to increase a level of safety of construction machines. Methods of the analysis and an estimation of risks in construction machinery engineering are considered.

Keywords: Heavy machinery, Machinery engineering, Risk management, Risk based Thinking

До недавнего времени оценка рисков не считалась обязательной процедурой при проектировании и производстве строительных машин и многие предприятия ограничивались анализом уровня их надёжности.

С момента принятия в РФ технического регламента «О безопасности машин и оборудования» ТР ТС 010/2011[1], который обязывает проводить оценку риска на этапах разработки (проектировании) машин и оборудования, многие организации занимающиеся производством и эксплуатацией таких машин и

оборудования столкнулись с необходимостью вести постоянную работу по оценке возможных рисков и разработку способов их устранения. К сожалению, это оказалось довольно трудной задачей. Причин можно привести достаточно много, но основной все же можно назвать: отсутствие широкого распространения проведения оценки риска. Не смотря на существование методов оценки риска (согласно ИСО 31010-2010 [2]) довольно часто такую методику необходимо разрабатывать специально для конкретного случая, машины, механизма. Отсутствие же специалистов и опыта в проведении подобных работ вносит свои коррективы на пути полноценного применения технического регламента.

Разработка методов оценки рисков при эксплуатации строительных машин представляет большой интерес для эксплуатационных организаций и предприятий, занимающихся гарантийным обслуживанием этой продукции.

В общем виде жизненный цикл машины состоит из четырех основных этапов: Проектирование, Производство, Эксплуатация и Утилизация (см.рис 1).

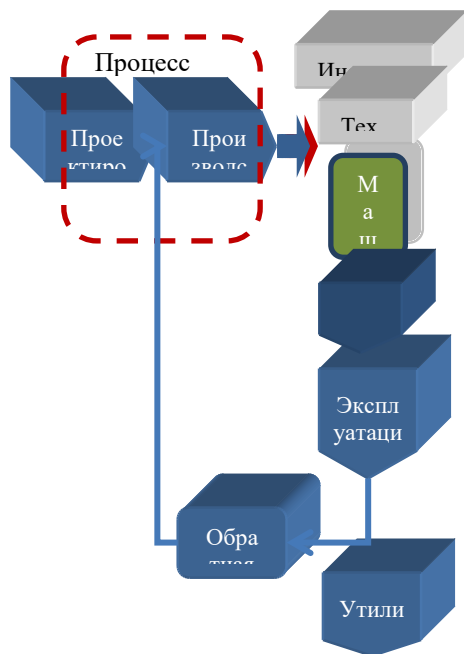


Рисунок 1 – Упрощенная схема жизненного цикла машины

Как видно из рисунка процесс риск менеджмента в лучшем случае присутствует только на первых двух этапах: проектирования и производства, процесс эксплуатации оказывается им не охваченным. Реальные данные об эксплуатационных свойствах начинают поступать только после начала эксплуатации строительной машины. В большинстве случаев это означает, что в звене появляется еще один участник - потребитель, который также, как и производитель, в случае выявления дефектов будет нести дополнительные расходы.

Поэтому наличие возможности предварительно оценить риски, связанные с эксплуатацией строительной машины до момента запуска в массовое производство для производителя, или до приобретения для потребителя является важнейшей задачей.

Существующие методы оценки риска условно можно разделить на 4 основные группы [3]:

1. **Феноменологические** методы основаны на выявлении возможности развития аварийных процессов по результатам проведённых испытаний и экспериментальных исследований.

К преимуществам методов можно отнести высокую надёжность результатов, но только в случае если можно с достаточной достоверностью оценить текущее состояние элементов исследуемой системы.

Методы хорошо подходят для сравнительного анализа различных моделей машины, но для анализа сложных многофункциональных объектов - малопригодны.

2. **Детерминированные** методы предполагают проведение анализа последовательности развития событий, начиная от начального события и до конечного состояния системы, через ряд предполагаемых промежуточных стадий и состояний. Развитие процессов прогнозируют с помощью методов математического моделирования, имитаций и сложных расчётов.

Детерминированные методы обеспечивают наглядность полученных результатов и обеспечивают возможность выявления основных факторов, влияющих на процесс изменения состояния системы.

К недостаткам этой группы методов относится необходимость разработки сложных математических моделей и проведения сложных и дорогостоящих экспериментальных исследований.

3. **Вероятностные** методы опираются на оценку вероятности возникновения аварийной ситуации и расчёты вероятностей того или иного развития событий. Для этого проводится анализ возможных

цепочек событий и оценивается полная вероятность возникновения отказа машины.

Преимуществом метода является возможность составления упрощённых, в сравнении с детерминированным методом, математических моделей. Однако, упрощение моделей приводит к снижению точности оценок.

Основным недостатком методов является зависимость от качества и объёма информации о состоянии системы.

4 **Индуктивный метод** позволяет на ранних этапах идентифицировать опасные ситуации и события, вероятность их возникновения, а также величину возможного ущерба. Применение этого метода позволяет скорректировать конструкцию системы ещё на стадии проектирования.

К недостаткам данного метода относится необходимость учитывать в расчётах множество различных внутренних, внешних и случайных факторов.

Для изучения сложных систем и получения наиболее точных результатов оценки рисков необходимо использовать комбинацию нескольких методов. Это позволяет повысить качество полученных результатов и частично компенсировать нехватку статистической информации.

Оценка риска – это ряд логических шагов, позволяющих применить системный подход к рассмотрению факторов опасности [3,4].

Основой для оценки рисков R в рамках технического регулирования являются функционал F , связывающий вероятность P возникновения неблагоприятного события и математическое ожидание ущерба U от этого неблагоприятного события

$$R = F_R\{U, P\} = \sum_i [F_R(U_i, P_i)] = \int C(U)P(U)dU = \int C(P)U(P)dP$$

где i – виды неблагоприятных событий,

C – весовые функции, учитывающие взаимовлияние рисков.

Предлагаемая методика строиться на анализе возможных отказов машины, выявленных по результатам предварительных исследований [5].

Основные этапы управления рисками:

1. Формирование списка возможных опасностей. На этом этапе необходимо собрать и проанализировать информацию о возможных опасностях, связанных с эксплуатацией машины, а также изучить доступную статистическую информацию.

2. Выбор возможных источников угроз, выявление ключевых узлов, являющихся источниками опасности и определение их характера.

3. Отсевание опасностей, которые невозможны или маловероятны при эксплуатации исследуемой машины. Это действие необходимо для сокращения объема необходимых работ, упрощения оценочных мероприятий и улучшения качества полученных результатов.

4. Оценка рисков. Определение вероятностей возникновения нештатных ситуаций, а также оценка потенциального ущерба от их возникновения.

5. Разработка мер по устранению угроз. После определения вероятности возникновения нештатной ситуации и возможного ущерба, принимается решение о целесообразности и способах устранения угроз.

Наиболее сложным является этап расчета. Для получения точных данных по вероятности наступления события необходимо сформировать достаточный объем статистических данных, что является довольно трудной задачей, поскольку не все организации имеют возможность накапливать и анализировать такую информацию. В этой ситуации также могут быть использованы методы теории катастроф [6,7,8] или экспертных оценок.

После оценки рисков необходимо получить данные по возможным ущербам от этих возникновения. Оценка ущерба в результате реализации риска может быть проведена с помощью страховых компаний, ремонтных организаций или методом экспертных оценок.

Проведённые исследования позволяют сформировать списки рисков и связанных с ними материальных затрат. Затем по каждому пункту должно быть вынесено решение о допустимости уровня риска. Если значение риска оказывается за допустимыми пределами, необходимо принять решение по разработке мер по снижению риска. В случае, если снижение риска не представляется возможным, необходимо провести комплекс мер по его предупреждению (исключению).

Одной из основных статей затрат любого машинного производителя составляют затраты на гарантийное обслуживание. Срок гарантийного обслуживания является сильным аргументом при выборе марки машины конечным пользователем. Издавна производители пытаются найти оптимальные значения сроков гарантии, которые позволят привлечь потребителей без существенных

потерь на выполнение гарантийных обязательств.

Основной вклад на пути достижения этой цели вносит уровень технологий самого производителя, «ноу- хау», которые позволяют выделить его среди конкурентного окружения. Многое зависит и от качества материалов, уровня производства комплектующих основных поставщиков компонентов и др. Все эти факторы в совокупности своей оказывают влияние на надежность составляющих агрегатов и узлов машины, а в конечном счете на итоговый уровень надежности машины. Надежность машины является одной из основных составляющих безопасности её эксплуатации. Довольно часто высокие стандарты на производстве, а также высокое качество конструкционных материалов не являются стопроцентной гарантией низких затрат на обеспечение надёжности машины в эксплуатации, поскольку существует множество факторов, которые невозможно учесть при производстве и проектировании:

- человеческий фактор при управлении машиной;
- климатические особенности;
- режимы эксплуатации и периодичность ТО;
- качество и состояние дорожного покрытия;
- качество эксплуатационных материалов и запасных частей;
- уровень технологической оснащённости сервисных предприятий;
- уровень квалификации персонала, проводящего техническое обслуживание и ремонт машины.

Все эти факторы вносят серьёзные коррективы, меняя кривую затрат на гарантийное обслуживание в сторону увеличения.

Инструментов, позволяющих точно спрогнозировать величину затрат с учетом многофакторного влияния условий эксплуатации на техническое состояние и потребность машины в ремонте, практически нет. По этой причине большинство решений принимается либо непосредственно дилером, на основе собственного опыта и интуиции, или же опирается на математический аппарат (математическое моделирование или элементы теории вероятности), но без учета особенностей эксплуатации.

В качестве объекта исследования выбрана машина, наиболее популярного сегмента в России. (В целях соблюдения конфиденциальности производитель и марка машины не раскрываются).

На основе данных по эксплуатации построен график распределения произведенных замен деталей по системам машины (рис.2).

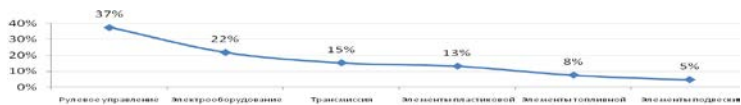


Рисунок 2 – График распределения замен деталей по системам машины

Наиболее важными с точки зрения безопасности машины является система рулевого управления. Для рулевого управления характерен следующий список наиболее часто заменявшихся деталей в течение гарантийного периода (таблица 1), т.е. по этим позициям производитель несет повышенные убытки в гарантийный период.

Таблица 1.

Наименование детали	% замен
Система рулевого управления	54%
Шланг высокого давления ГУР	16%
Рейка рулевая	13%
Карданный вал	8%
Насос ГУР	3%
Трубка системы рулевого управления	2%
Колонка рулевая	1%
Воздушный клапан	1%
Кронштейн упора рейки	1%

Зная распределение отказов по запчастям, проводим анализ опасностей и собственно оценку рисков.

На выходе в зависимости от цели проведения анализа рисков получаем качественное или количественное выражение риска.

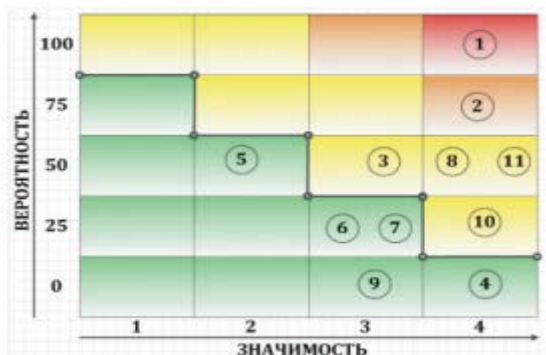


Рисунок 3 – Результаты качественной оценки риска

На рис. 3 приведен пример качественной оценки риска. Цифрами указаны возможные анализируемые риски. Допустим под номером 1 - риск выхода из строя насоса гидроусилителя руля (ГУР). Этот риск оказался наиболее критичным. Соответственно, необходимо разработать ряд мер, призванных снизить данный риск. Одним из таких вариантов может быть замена ГУР на электроусилитель руля.

Для решения проблемы влияния региональных особенностей эксплуатации на надёжность предлагается использовать двухэтапный подход к оценке рисков машины (рис. 4). Это необходимо для получения предварительных данных для дальнейшего принятия решений, касательно поставки новой модели машины без каких-либо существенных изменений в конструкции или условий предоставления гарантии. В связи с этим, предлагается адаптировать методику оценки рисков к реалиям эксплуатации в условиях конкретного региона, в нашем случае РФ.

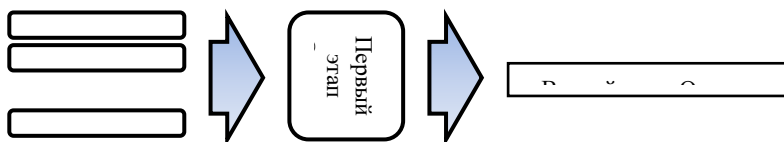


Рисунок 4 – Двухэтапный подход к обобщенной оценке риска при эксплуатации машины

Этап первый: выделение группы рисков, наиболее критичных для данной машины. Ранжирование выбранных рисков по уровню опасности и стоимости устранения последствий.

Этап второй: расчет общей оценки риска с учётом условий эксплуатации.

На основе опытных наблюдений было выявлено, что на гарантийные затраты влияют следующие факторы (рис. 5):

1. Уровень надежности машины
2. Региональные особенности эксплуатации машины
3. Режимы использования машины
4. Стоимость запасных частей, эксплуатационных материалов

и работ

Для облегчения расчетов нами были приняты некоторые ограничения:

- в процессе разработки машины возникают риски, характеризующиеся вероятностью возникновения отказов и неисправностей его основных узлов, систем, влияющих на безопасную эксплуатацию (без учёта риска отказов электронных систем управления).

- режим эксплуатации определяется характером и уровнем квалификации машиниста. Поскольку спрогнозировать особенности управления машиной не представляется возможным, нами была принята шкала оценки в зависимости от возраста машиниста, косвенно влияющего на режим эксплуатации машины.

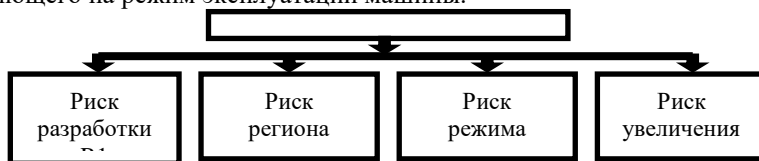


Рисунок 5 – Виды проявления риска при эксплуатации.

Шкалы оценки для каждого из видов риска представлены в таблице 2.

Таблица 2. Шкала оценки риска при эксплуатации машины

Риск	Балл	Оценка	Описание
1	2	3	4
Риск разработки	1	Низкий	элементы экстерьера, интерьера кузова
	2	Средний	Системы пассивной безопасности, ДВС, трансмиссия, подвеска

	3	Высокий	Рулевое управление, системы активной безопасности
	4	Критический	Тормозная система
Риск региона эксплуатации	1	Низкий	Москва и Северо-западный регион
	2	Средний	Центральный и Южный регионы
	3	Высокий	Дальний Восток
	4	Критический	Сибирь
Риск режима эксплуатации	1	Низкий	свыше 45 лет
	2	Средний	30-45 лет
	3	Высокий	23-30 лет
	4	Критический	до 23 лет
Риск увеличения стоимости запасных частей и работ	1	Низкий	Модель является локальной и основные запасные части производятся на территории РФ
	2	Средний	Большинство запасных частей импортируются. Есть возможность наладить локальное производство
	3	Высокий	100% импорт и невозможность наладить локальное производство ввиду отсутствия технологий
	4	Критический	Производитель покидает рынок РФ

Для получения единой оценки риска предлагается использовать линейную модель взвешенной суммы факторов вида:

$$R_{об} = A_1X_1 + A_2X_2 + A_3X_3 + \dots + A_nX_n$$

Для получения значения от 0% до 100% нормируем общую величину риска по формуле:

$$Y = 100\% * (R_{об} - Min) / (Max - Min)$$

Таблица интерпретации нормированной оценки риска может быть адаптирована под конкретную организацию с учетом ее политики и стандартов.

Использование предлагаемого подхода при планировании поставок новых моделей машин и обосновании гарантийных сроков их эксплуатации обеспечивает возможность планирования управляющих технических воздействий с целью обеспечения безопасности использования строительной машины с учётом региональных особенностей эксплуатации.

Список литературы

1. Технический регламент РФ ТР ТС 010/2011 «О безопасности машин и оборудования»
2. ГОСТ Р ИСО/МЭК 31010- 2011 Менеджмент риска. Методы оценки риска
3. Зорин, В.А. Надёжность механических систем М: Изд-во «ИНФРА-М», 2015. – 380 с.
4. Зорин, В.А., Даугелло, В.А. Безопасность дорожно-строительных машин и оборудования-М.: МАДИ, 2013-192 с.
5. Гриб, В.В. Диагностическое моделирование механических систем: монография/ В.В Гриб.- СПб.:Экспертные решения, 2014.-448 с.
6. Baurova, N. I., Zorin, V. A. and Prikhod'ko, V. M. Imitational Modeling of Residual Stresses in Materials Employed for the Repair of Structural Steels.- Polymer Science, Series D. Glues and Sealing Materials, 2016, Vol. 9, No. 1, pp. 87–90.
7. Baurova, N.I., Use of catastrophe theory for calculating the sudden failure of joints involving polymers, Theor. Found. Chem. Eng., 2009, vol. 43, no. 3, pp. 345–348.
8. Baurova, N. I., Zorin, V. A. and Prikhodko V. M. Determination of the Synergetic Effect of the Damage Accumulation Process in Polymer Materials using Catastrophe Theory.- Theoretical Foundations of Chemical Engineering, 2016, Vol. 50, No. 1, pp. 119–125.

УДК 62-82-021.475.4

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО АККУМУЛЯТОРА
ДЛЯ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ
СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН

**Карнаухов Н.Н.¹, Мерданов Ш.М.¹, Конев В.В.¹,
Силецкий К.А.¹, Шарков Н.С.¹**

1. ФГБОУ ВО Тюменский индустриальный университет,
г. Тюмень

В условиях автономного функционирования специальной техники возникает необходимость использования ее внутренних источников. Это можно осуществить использованием системы утилизации тепла двигателя внутреннего сгорания. Для этого предлагается тепловой аккумулятор. Проведено математическое моделирование теплового состояния теплового аккумулятора в стадии охлаждения.

Ключевые слова: моделирование теплового аккумулятора, тепловая подготовка, система утилизации тепла, низкие отрицательные температуры.

MODELING THERMAL BATTERY FOR THE HEAT TRAINING
SYSTEM CONSTRUCTION AND ROAD MACHINES

**Karnaukhov N.N.¹, Merdanov Sh.M.¹, Konev V.V.¹,
Siletsky K.A.¹, Sharkov N.S.¹**

1. Tyumen Industrial University, Tyumen

In the conditions of autonomous functioning of special equipment, it becomes necessary to use its internal sources. This can be done using the heat recovery system of the internal combustion engine. A thermal battery is proposed for this. Mathematical modeling of the thermal state of the thermal battery in the cooling stage is carried out.

Keywords: thermal battery modeling, thermal preparation, heat recovery system, low negative temperatures.

1. Введение

На строительных объектах в условиях Севера и Крайнего Севера России эксплуатируется большой парк строительно-дорожных машин (СДМ). При отсутствии сети дорог, заболоченности местности, сильного обводнения грунтов при положительных температурах окружающего воздуха возникают затруднения с доставкой техники к строительным объектам [1]. Поэтому строительные работы проводят в зимний период времени.

Работа СДМ осуществляется при воздействии на них низких отрицательных температур, ветра [2]. При этом машины эксплуатируются автономно — вдали от стационарных баз. Это исключает хранение машин в гаражах, а также использование внешних источников тепловой энергии. Поэтому возникают трудности с запуском машин (двигателя внутреннего сгорания (ДВС), гидропривода, салона СДМ) в начале рабочей смены, после межсменной стоянки на открытой площадке [3 - 5]. С целью обеспечения работоспособности машин используются различные средства тепловой подготовки [6, 7]. Учитывая то, что при работе машины все ее агрегаты выделяют тепло, которое рассеивается в окружающее пространство, поставлена задача использования этого тепла для тепловой подготовки машины перед запуском. Одним из вариантов тепловой подготовки является система утилизации тепла, в которой используются тепловые аккумуляторы (ТА). Тепло, накопленное в ТА, используется для тепловой подготовки агрегатов машины после их межсменной стоянки [8 - 10].

II Оценка теплового состояния теплового аккумулятора

Расчеты теплового состояния ДВС показали, что в окружающий воздух, при работе СДМ, теряется с охлаждающей жидкостью около 40 % тепловой энергии и до 25 % тепла теряется с отработавшими газами ДВС [9, 10]. Это тепло предлагается аккумулировать в ТА при работе СДМ.

Качество работы систем утилизации тепла зависит от характеристик ТА его теплового потенциала. Поэтому рассмотрим процесс охлаждения ТА после его заполнения охлаждающей жидкостью (теплоносителем) из подрубашечного пространства ДВС [9].

На скорость охлаждения оказывают влияние факторы: вид теплоаккумулирующего материала, тип теплоизоляционного материала, толщина теплоизоляции ТА, площадь поверхности охлаждения, масса теплоносителя, температура теплоносителя, температура окружающего воздуха, скорость ветра [6, 8, 9, 10]. Большое количество факторов усложняет проведение исследований процесса охлаждения ТА. Поэтому поставлена задача установления зависимости между этими факторами и временем охлаждения ТА.

В процессе охлаждения ТА при увеличении времени Δt , перепад температур будет стремиться к нулю, т.е. достижению теплового равновесия с окружающим воздухом. Весь процесс охлаждения ТА можно разделить на три режима: нерегулярный, регулярный и стационарный [11]. В рассматриваемом случае на наличие

нерегулярного режима указывает то, что теплофизические качества материалов ТА являются разными и соответственно в начальный момент времени $\tau = 0$ перепады температур неодинаковы. Для рассматриваемого процесса охлаждения ТА нерегулярным режимом охлаждения можно пренебречь, т.к. он является кратковременным по отношению ко всей длительности процесса охлаждения. Это было подтверждено предварительно проведенными экспериментальными исследованиями. Тогда, учитывая, что все элементы ТА примут начальную температуру $t_{\text{н}}$ и после этого начнется охлаждение в среде с температурой $t_{\text{с}}$, можно рассматривать процесс охлаждения как регулярный, что позволит упростить математическую модель, т.к. все перепады в системе можно принять равными друг другу и характеризовать как избыточную температуру $v = t - t_{\text{с}}$, где t - текущая температура ТА. Очевидно, что в начальный момент времени избыточная температура $v_0 = t_{\text{н}} - t_{\text{с}}$. Третий режим охлаждения (стационарный), когда температуры во всех точках ТА становятся равными температуре окружающего воздуха. Этот режим из рассмотрения исключается, т.к. охлаждение ТА при отрицательных температурах воздуха ниже критического значения температуры приведет к параметрическому отказу ТА.

Скорость распространения изотермической поверхности в телах зависит от отношения поверхности тел к их объему. Исследования процессов охлаждения тел указывают на то, что чем больше отношение поверхности тела к его объему, тем больше скорость изменения температуры [11], т.е. в сторону увеличения времени охлаждения куб, цилиндр, шар. В качестве формы ТА выбран цилиндр. Из проведенных исследований определено, что цилиндр должен быть правильной формы, т.е. диаметр цилиндра равен его высоте.

III Математическое моделирование теплового состояния теплового аккумулятора

Эффективность ТА определяется его размерами, так, чем больше ТА по размерам, тем меньше относительные потери теплоты. Размеры ТА зависят от продолжительности времени сохранения тепла.

При определении размеров ТА определим толщину теплоизоляции т.к. именно площадь поверхности теплоизоляции будет определять время остывания. И может возникнуть ситуация, когда при большей толщине теплоизоляции ТА будет охлаждаться быстрее, чем при меньшей толщине теплоизоляции [11]. Значение внешнего диаметра, соответствующего минимальному полному термическому

сопротивлению теплопередачи, называется критическим диаметром и обозначается $d_{кр}$. Рассчитывается он по формуле:

$$d_{кр} = 2\lambda/\alpha. \quad (1)$$

При $d < d_{кр}$ с увеличением d полное термическое сопротивление теплопередачи снижается, так как увеличение наружной поверхности оказывает на термическое сопротивление большее влияние, чем увеличение толщины стенки. При $d > d_{кр}$ с увеличением d термическое сопротивление теплопередачи возрастает, что указывает на доминирующее влияние толщины стенки. Это необходимо учитывать при выборе тепловой изоляции для покрытия ТА.

Дифференциальное уравнение теплопроводности при отсутствии внутренних источников тепла находится по формуле:

$$dt/d\tau = a(d^2 t/dx^2 + d^2 t/dy^2 + d^2 t/dz^2). \quad (2)$$

Условия однозначности задаются в виде: физических параметров (λ, c, p); размеров ТА ($l; \delta$); температуры ТА в начальный момент времени $\tau = 0, t = t_0 = f(x, y, z)$.

Граничные условия в нашем случае могут быть заданы в виде граничных условий третьего рода:

$$(dt/dn)_{n=0} = -\alpha/\lambda(t_{n=0} - t_{\infty}). \quad (3)$$

Дифференциальное уравнение теплопроводности (2) совместно с условиями однозначности дает законченную математическую формулировку рассматриваемой задачи. Решение ее заключается в отыскании функции

$$t = f(x, y, z, \tau, \alpha, \lambda, a, t_0, t_{\infty}, l_n). \quad (4)$$

Функция (4) должна соответствовать уравнению (2) и условию однозначности. ТА теплоизолирован. Теплоизоляцию ТА рассматриваем как пластину толщиной δ . Охлаждение происходит при постоянной температуре окружающего воздуха $t_{\infty} = const$. Будем считать, что отвод тепла осуществляется при одинаковом коэффициенте теплоотдачи ($\alpha = const$) во всем промежутке времени. Отсчет температуры пластины для любого времени будем вести от

температуры окружающей среды, т. е. $t - t_{\text{воз}} = v$. В дифференциальное уравнение (2) и граничные условия подставим избыточную температуру v . Температура вдоль осей y и z не изменяется, так что $dv/dy=0$ и $dv/dz=0$, поэтому дифференциальное уравнение (2) принимает вид:

$$dv/d\tau = a(d^2v/dx^2), \quad (5)$$

Начальные условия: при $\tau = 0$,

$$v = v_0 = t_0 - t_{\text{воз}}, \quad (6)$$

Начало координат в отличие от классической постановки задачи удобно поместить на поверхности пластины, контактирующей с теплоносителем. При этом граничные условия пластины запишутся:

а) на поверхности пластины при $x=0$,

$$(dv/dn)_{n=0}=0; \quad x = 0, (dv/dn)_{n=0} = 0 \quad (7)$$

б) на поверхности пластины при $x = \delta$,

$$(dv/dn)_{x=\delta} = -\alpha/\lambda v_x = \delta \quad (8)$$

Дифференциальное уравнение (5) совместно с начальными (6) и граничными (7), (8) условиями однозначно формирует поставленную задачу. Решение дифференциального уравнения (5) с учетом начальных и граничных условий дает искомую зависимость распределения температуры в плоской пластине. При заданном Bi безразмерная температура линейно зависит от времени, что позволяет решить задачу графически.

Безразмерная температура определяется из зависимости:

$$\theta = (t_{\text{тек}} - t_{\text{воз}})/(t_0 - t_{\text{воз}}). \quad (9)$$

Где, $t_{\text{вод}}$ - температура теплоносителя ($^{\circ}\text{C}$) (текущая) спустя время τ ; t_0 - начальная температура теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{воз}}$ - температура окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

При охлаждении пластины для каждого последующего момента времени будет своя кривая, монотонно убывающая к поверхностям пластины. При этом для любого момента времени касательные к

кривым в точке $X = 1$ проходят через направляющую точку A , расположенная на расстоянии X_0 от поверхности пластины [11].

$$X_0 = l/Bi. \quad (10)$$

Из уравнения (10) следует, что расстояние точки A от поверхности определяется заданными условиями однозначности, которые справедливы для любого момента времени. Следовательно, касательные ко всем температурным кривым в точке пересечения с поверхностью пластины при неизменных граничных условиях всегда будут проходить через точку A . Это свойство температурных кривых дает возможность определить характер изменения температуры в теле при заданном значении критерия Bi .

В нашем случае критерий Bi находится в пределах $0.1 \leq Bi < 100$. В этом случае интенсивность процесса охлаждения определяется как внутренним, так и внешним термическими сопротивлениями.

Выравнивание температуры в ТА происходит интенсивнее, чем отвод тепла с поверхности, т.е. процесс охлаждения ТА определяется интенсивностью теплоотдачи на поверхности теплоизоляции. Это позволяет ТА рассматривать, как «черный ящик», где результатом тепловых процессов является выходной параметр, температура на границе внешнего слоя теплоизоляции и наружного воздуха, полностью и однозначно определяемый процессами внутри ТА. Введение этого параметра позволяет упростить задачу и повысить точность вычислений, т.к. удастся избавиться от дискретных переменных и перейти к рассмотрению процесса охлаждения ТА в динамике со сколь угодно малыми периодами времени охлаждения dt . Аналитическое описание процесса теплопроводности включает в себя дифференциальное уравнение и условия однозначности.

Задавая температуру на поверхности ТА получены прямые Bi [8]. Последовательность построения графика $\theta = f(Bi, F_0)$ следующая:

$$\theta = (t_{тек} - t_{203}) / (t_0 - t_{203}).$$

1. Определение Gr , при этом температурный напор был определен из экспериментов.
2. Определение Nu в том числе с учетом ветра.
3. Определение α .

4. Проверка на условие $d > d_{кр}$.
5. Определение Bi .
6. Определение F_0 , температуропроводности - a .
7. Определение θ .

Для каждого момента времени соответствующие F_0 и θ , при этом для каждого ТА определены точки с одинаковым α , что и является основанием для определения Bi . Полученные результаты наносятся на график, где по оси абсцисс F_0 , по оси ординат θ .

По построенному графику $\theta = f(Bi; F_0)$ очень удобно на стадии проектирования определять время охлаждения ТА и его температуру в последующий момент времени при данной температуре окружающего воздуха, когда определены начальная температура на поверхности ТА и температура его теплоносителя. Для этого на графике надо

определить нужный Bi при пересечении рассчитанных F_0 и θ ,

определенный Bi (линия) и является линией характеризующей проектируемый ТА.

Значения времени охлаждения ТА при различном материале теплоизоляции и ее толщины могут быть определены также с использованием разработанной программы «Time» [8].

IV. Выводы

При работе строительно-дорожных машин в условиях Севера с целью тепловой подготовки ДВС после межсменной стоянки эффективно использовать систему утилизации тепла на основе тепловых аккумуляторов. Тепло в которых накапливается во время рабочей смены машины. Анализ теплового состояния ДВС показал, что в окружающий воздух, при работе СДМ, теряется с охлаждающей жидкостью около 40 % тепловой энергии и до 25 % тепла теряется с отработавшими газами ДВС.

Эффективность использования тепловых аккумуляторов зависит от толщины теплоизоляции, массы и температуры теплоносителя, а также характеристик окружающего воздуха (температур и скорости ветра).

Расчеты показали, что при начальных условиях: цилиндр объемом 0.03 м^3 ; теплоизоляция - пенопласт толщиной $\delta = 0.1 \text{ м}$; температура воздуха минус 40°C ; начальная температура ТА 85°C ; понижение температуры теплоносителя в ТА на $(10 - 15^\circ\text{C}) - Bi = 16.39$, что

соответствует времени хранения тепла в ТА 17,3 ч.

Разработанная математическая модель процесса охлаждения ТА в общем виде представлена в графической форме, что упрощает определение времени охлаждения ТА при его проектировании. Для определения безразмерной температуры θ и критерия Био Bi разработан алгоритм расчета, реализованный в компьютерной программе.

Список литературы

1. Мерданов Ш.М. Механизированные комплексы для строительства временных зимних дорог: научное издание // Ш. М. Мерданов; ТюмГНГУ. - Тюмень: ТюмГНГУ, 2013. - 195 с.

2. Захаров, Н.С. Взаимосвязь между климатическими факторами / Н.С. Захаров, Г.В. Абакумов, А.Н. Ракитин // Научно-технический вестник Поволжья, 2014, № 1 – С. 26-29.

3. Лахов Р. Эксплуатация тяжелой техники при низких температурах / Р. Лахов // Основные Средства, №11, 2009 г. URL: www.os1.ru/article/4346-opyt-ekspluatatsii-tehniki-caterpillar-v-jestochayshih-usloviyah-kraynego-severa-ekspluatatsiya-tyazelay-tehniki-pri-nizkih-temperaturah.

4. Васильченко В.А. Особенности эксплуатации горных машин с гидроприводом при низких температурах / В.А. Васильченко // Горная Промышленность, №2 2006 Режим доступа: www.mining-media.ru/ru/article/newtech/1151-osobnosti.

5. Свод правил по проектированию и строительству СП 12-104-2002 — «Механизация строительства. Эксплуатация строительных машин в зимний период» (одобрен постановлением Госстроя РФ от 27 февраля 2003 г. №25).

6. Карнаухов Н.Н. Приспособление строительных машин к условиям Российского Севера и Сибири / Н.Н. Карнаухов. - Москва: Недра, 1994. - 351 с.

7. Thermal preparation of the trailbuilder fluid drive Konev V., Merdanov S., Karnaukhov M., Borodin D. WIT Transactions on Ecology and the Environment. 2014. T. 190 volume 1. pp. 697-706.

8. Конев В.В. Совершенствование системы предпусковой тепловой подготовки двигателя землеройной машины (на примере двигателя экскаватора ЭО-4121А): дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04.- Тюмень, 2002. 137 с.

9. Карнаухов Н.Н., Конев В.В., Разуваев А.А Система предпусковой тепловой подготовки ДВС и гидропривода: пат. 2258153 Рос. Федерация: МПК7 F02N 17/06.; заявитель и патентообладатель ТюмГНГУ. - № 2004104477/06; заявл. 16.02.2004; опубл. 10.08.2005, Бюл. № 22.

10. Вашуркин И.О. Тепловая подготовка строительных машин в условиях сурового климата. - СПб.: Наука, 2005. - 238 с.

11. Исаченко В.П. Теплопередача: учебник / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел - 4-е изд. - Москва: Энергоиздат, 1981. - 416 с. колес

МАГНИТНАЯ СЕПАРАЦИЯ

Колесников Р.С., Харламов Е.В.¹

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

В связи с одной из важнейших задач по переработке отходов железорудного производства с целью получения как продуктов для металлургического производства, так и для строительной отрасли, является разработка аппаратов, снижающих как негативное влияние на окружающую нас природу, так и позволяющие получить качественные материалы для строительства.

Ключевые слова: постоянный магнит, магнитная сепарация, сепаратор.

MAGNETIC SEPARATION

Kolesnikov R.S., Kharlamov E.V.¹

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

One of the most important tasks for the recycling of iron ore production with the aim of obtaining as products of metallurgical production and the construction industry is the development of devices that reduce negative impact on nature and allows to obtain high-quality materials for construction.

Keywords: permanent magnet, magnetic separation, separator.

В производстве строительных материалов все большую долю составляют отходы техногенных производств, которые загрязняя окружающую среду, снижают пространство для жизнедеятельности человека.

Одним из крупнейших производств дающим максимальный загрязняющий эффект является металлургическое производство. Его отходы загрязняют как воздушный бассейн, так и огромные территории вокруг железопроизводящих предприятий.

Для снижения нагрузки на экологию вокруг ГОКов целесообразнее применять сухую схему переработки, при которой разделение руды может происходить в воздушной среде.

Однако низкая эффективность схем сухой переработки отходов железорудного производства требует стадийности такой переработки, что, во-первых, удорожает этот процесс, во-вторых, увеличивает его

металлоемкость, что в современных условиях делает применение такой схемы неконкурентоспособной.

В связи с этим, изучение процесса разделения тонкомолотой железосодержащей композиции от конструктивных параметров и режима работы установки требует применения специального исследовательского оборудования, отвечающего следующим требованиям: – обеспечение изменения исследуемых конструктивных параметров и режимов работы сепаратора кипящего слоя сухого разделения в заданных пределах; – конструкция экспериментальной установки должна достоверно моделировать изучаемый процесс; – измерительные приборы должны обеспечивать необходимую точность измерения. С учетом этих требований разработана и изготовлена экспериментальная установка для исследования процесса разделения двухкомпонентной смеси.

Данная установка состоит из следующих основных элементов: ленточного конвейера 1, конвейера разгрузки магнитных частиц 2, скребкового конвейера 3, транспортирующего лотка 4, загрузочного устройства 5, системы стабилизации 6, пульта управления 7, зоны разгрузки магнитных частиц 8 и зоны разгрузки немагнитных частиц 9. Ленточный конвейер (рисунок 1) предназначен для извлечения из смеси магнитных частиц. Внутри тягового контура ленточного конвейера вдоль нижней ветви транспортирующей ленты 2 шарнирно закреплен блок из магнитов 3 с постоянным магнитным полем.

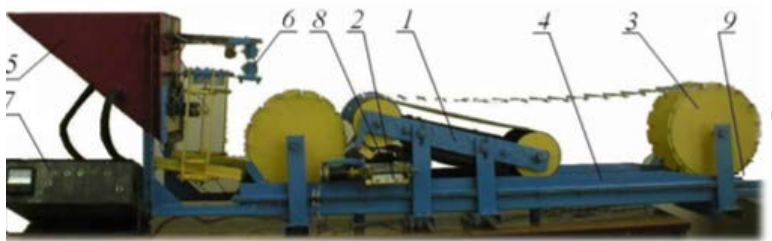


Рисунок 1 – Экспериментальная установка

На основе анализа направлений развития и совершенствования техники и технологии для разделения хвостов обогащения можно предположить, что с высокой степенью эффективности могут быть применены установки, работающие на магнитном принципе извлечения частиц. Установлено, что наиболее перспективным способом разделения в сепараторах является сухой способ по

совмещенной технологии, когда разделяемый материал находится в поле действия магнитных сил и сил давления воздушного потока.

Список литературы

1. Марковский А.И., Харламов Е.В. Анализ влияния параметров процесса загрузки на качество сепарации // Современные технологии в промышленности строительных материалов и стройиндустрии: Сб. студ. докл. Международного конгресса. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2003. – Ч.1. – С. 78-80.
2. Прокопенко В.С., Шарапов Ринат Р., Агарков А.М., Шарапов Р.Р. Оптимизация работы оборудования для получения тонкодисперсных порошков // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015 № 1. С. 80-83.
3. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Харламова В.В., Прокопенко В.С. Сепаратор кипящего слоя для разделения минерального сырья // Механизация строительства. 2015. № 8 (854). С. 37-39.
4. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Степанов М.А. Методика расчета аппарата для разделения железосодержащего минерального сырья // Механизация строительства. 2014. № 6 (840). С. 28-32.
5. Шарапов Р.Р., Прокопенко В.С., Шарапов Ринат Р., Агарков А.М. Моделирование процесса разделения тонкодисперсных материалов в динамических сепараторах // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015. № 2. С. 84-89.

УДК 625

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ГАЗОДИСПЕРСНОГО ПОТОКА В КАМЕРЕ ВИХРЕ- АКУСТИЧЕСКОГО ДИСПЕРГАТОРА

Корнев А.В.¹, Бойчук И.П.², Перелыгин Д.Н.²

1. Национальный аэрокосмический университет им.

Н.Е.Жуковского «ХАИ», г. Харьков

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

Альтернативой экспериментальным и аналитическим исследованиям сложных технических систем является численное моделирование. Такое моделирование дает возможность исследовать влияние различных конструктивных изменений довольно экономичными средствами. В работе исследовалось влияние расположения генераторов акустических волн на движение газового потока в камере вихре-акустического диспергатора.

Ключевые слова: вихре-акустический диспергатор, генераторы акустических волн, численное моделирование

NUMERICAL SIMULATION OF THE GAS-DISPENSED FLOW
IN THE VORTEX-ACOUSTIC DISPERSER CHAMBER

Kornev A.V.¹, Boychuk I.P.², Pereygin D.N.²

1. National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute",
Kharkov

2. Belgorod State Technological University named after
V.G.Shoukhov, Belgorod

An alternative to experimental and analytical studies of complex technical systems is numerical simulation. This modeling makes it possible to investigate the effect of various design changes with fairly economical means. The effect of the location of acoustic wave generators on the motion of a gas flow in a vortex-acoustic disperser chamber was investigated.

Keywords: vortex-acoustic disperser, acoustic wave generators, numerical simulation

Исследования сложных технических систем можно проводить различными методами. Экспериментальные методы, наряду с максимальной достоверностью, в общем случае обладают отрицательными качествами - сложностью и дороговизной исполнения. Аналитические методы для сложных систем являются либо трудноприменимыми, либо вообще неприменимыми в связи с невозможностью аналитического описания сложной геометрии и невозможностью нахождения в ней точного решения [1,2]. В таких случаях разумной альтернативой является численное моделирование, которое дает решение в областях со сложной геометрией довольно экономичными средствами [3,4].

Движение потока газа в камере вихре-акустического диспергатора задается системой уравнений неразрывности, импульса и энергии:

$$\operatorname{div} \vec{V} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = \vec{f} - \frac{1}{\rho} \operatorname{grad} p + \nu \Delta \vec{V}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{V} \cdot \operatorname{grad} T = a \Delta T, \quad (3)$$

где \vec{V} - вектор скорости, ρ - плотность, p - давление, T - температура, ν - коэффициент кинематической вязкости, a -

коэффициент температуропроводности, \bar{f} - плотность распределения объемных сил.

Система уравнений (1) – (3) замыкается уравнением состояния газа, начальными и граничными условиями.

В камере диспергатора часто вводят виброструйные свистки, выполненные в виде каверн (рис.1). Эти свистки приводят к интенсификации процесса силового воздействия на частицы, создавая дополнительные акустические колебания в газовой фазе. Количество свистков и их расположение, по всей видимости, будет оказывать различное влияние на поток.

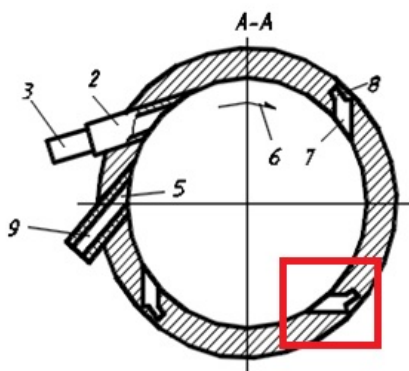
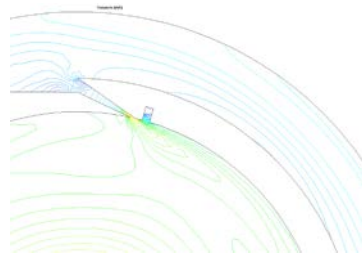
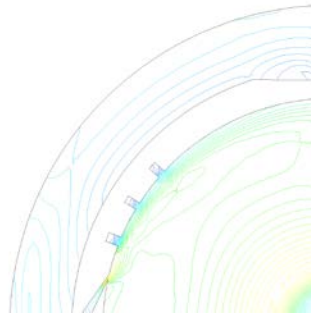


Рисунок 1 – Камера диспергатора с генераторами акустических колебаний

Исследование влияние расположения генераторов акустических волн на движение газового потока проводилось численно. На рис.2 представлена картина течения потока воздуха около каверн в камере диспергатора.



а)



б)

Рисунок 2 – Картина течения около а) одной и б) трех каверн

Моделирование показало, что возле каверн происходит торможение потока. При этом подряд расположенные несколько каверн сильнее тормозят поток.

Выводы. В работе решена задача численного моделирования течения воздушного потока в камере вихре-акустического диспергатора. Численное моделирование дало ответ на вопрос о расположении генераторов акустических волн в камере диспергатора и их влиянии на поток.

Список литературы

1. Шарапов Р.Р., Бойчук И.П., Агарков А.М., Прокопенко В.С Уравнение движения взвешенной в потоке воздуха частицы в концентраторе.// Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2015. № 5. С. 175-178.

2. Бойчук И.П., Перельгин Д.Н. Комплексное исследование акустического воздействия на газопылевой поток в вихре-акустическом диспергаторе// Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2017. № 1. С. 155-161.

3.Ильина Т.Н., Бойчук И.П., Емельянов Д.А. О взаимодействии частиц техногенных волокнистых материалов в воздушном потоке// Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2016. № 6 - С. 116-121.

4. Корнев А.В., Бойчук И.П. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ//В сборнике: АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ РАЗВИТИЯ ДОРОЖНОГО КОМПЛЕКСА международная научно-практическая конференция, посвященная 20-летию кафедры Подъемно-транспортных и дорожных машин БГТУ им. В.Г. Шухова. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. 2016. С. 59-62.

УДК 621.86

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА

Лагереv А.В.¹, Лагереv И.А.¹

*1. ФГБОУ ВО Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского, г. Брянск*

В работе представлена методика многокритериальной оптимизации гидравлического крана-манипулятора на стадии разработки технического предложения. В ходе оптимизации комплексно определяются значения базовых проектных параметров: конструктивные размеры металлоконструкции, присоединительные размеры гидроцилиндров, рабочее давление и расход рабочей жидкости в гидроприводе. С использованием данной методики выполнена оптимизация крана-манипулятора машины АСТ-4-А. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект №17-79-10274).

Ключевые слова: кран-манипулятор, многокритериальная оптимизация, вес конструкции, мощность гидропривода.

MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION OF THE HYDRAULIC CRANE-MANIPULATOR

Lagerev A.V.¹, Lagerev I.A.¹

1. Bryansk State I.G. Petrovsky University, Bryansk

A methodology for multi-objective optimal design of crane-manipulator during a technical proposal development is under consideration in this article. The optimization allows to comprehensively determine the optimum of such basic design parameters as the characteristic dimensions of metal structures, mounting dimensions for

hydraulic cylinders, working pressure and flow rate of the hydraulic drive. Crane-manipulator of the AST-4-A unit was optimized. This research was awarded by Russian Scientific Foundation (project №17-79-10274).

Keywords: Crane-manipulator, multi-objective optimization, the weight of the structure, hydraulic drive power.

В настоящее время гидравлические краны-манипуляторы (далее – КМ) повсеместно устанавливаются на грузовые автомобили, что значительно повышает их потребительские качества [1]. Тем не менее, характеристики отечественных КМ далеки от требований, предъявляемых потребителями. Это обуславливает их низкую конкурентоспособность по сравнению с иностранными аналогами. Для решения этой научно-технической проблемы в свете реализации политики импортозамещения предлагается использовать подходы многокритериальной оптимизации конструкций КМ по ряду наиболее значимых критериев [2].

При выполнении оптимизации КМ целесообразно использовать следующие критерии оптимизации: собственная масса несущей металлоконструкции M_{ms} и мощность гидропривода N_n [2].

Для построения комплексной целевой функции задачи многокритериальной оптимизации КМ используется аддитивная функция следующего вида:

$$C(\{x\}, \{z\}) = \left\{ w_1 \left[1 - \frac{C_M(\{x\}_M^{opt}, \{z\}_M^{opt})}{C_M(\{x\}, \{z\})} \right]^2 + w_2 \left[1 - \frac{C_N(\{x\}_N^{opt}, \{z\}_N^{opt})}{C_N(\{x\}, \{z\})} \right]^2 \right\}^{0,5} \rightarrow \min,$$

где $\{x\}$ – вектор управляемых параметров при оптимизации, $\{z\}$ – вектор неуправляемых параметров при оптимизации, C_M, C_N – целевые функции задачи однокритериальной оптимизации показателей качества M_{ms} и N_n ; $\{x\}_M^{opt}$ ($\{x\}_N^{opt}$), $\{z\}_M^{opt}$ ($\{z\}_N^{opt}$) – векторы управляемых и неуправляемых параметров в точке оптимума показателя качества M_{ms} (N_n) при однокритериальной оптимизации; $C_M(\{x\}_M^{opt}, \{z\}_M^{opt})$, $C_N(\{x\}_N^{opt}, \{z\}_N^{opt})$ – значения целевых функций в оптимальной точке при однокритериальной оптимизации; w_1, w_2 – весовые коэффициенты, характеризующие степень важности

показателя качества с точки зрения проектировщика ($w_1 + w_2 = 1$).

При использовании данной комплексной целевой функции процесс оптимального проектирования технического объекта протекает в два этапа:

- на первом этапе выполняется однокритериальная оптимизация на основе условной минимизации целевых функций C_k по всем k учитываемым показателям качества с нахождением значений векторов управляемых $\{x\}_k^{opt}$ и неуправляемых $\{z\}_k^{opt}$ параметров в точке оптимума k -й целевой функции C_k , а также значений целевых функций в оптимальной точке $C_k(\{x\}_k^{opt}, \{z\}_k^{opt})$;

- на втором этапе выполняется многокритериальная оптимизация на основе условной минимизации целевой функции (3) с нахождением оптимальных векторов $\{x\}^{opt}$ и $\{z\}^{opt}$.

Предложенная методика оптимального проектирования КМ была применена для крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А [2]. Результаты ее одно- и многокритериальной оптимизации с использованием метода типа Хука-Дживса [2; 3; 4] приведены на рис. 1. Внешний вид оптимизированной КМУ мобильной машины АСТ-4-А (в масштабе 1:75) при $p_H = 16$ МПа показан на рис. 2.

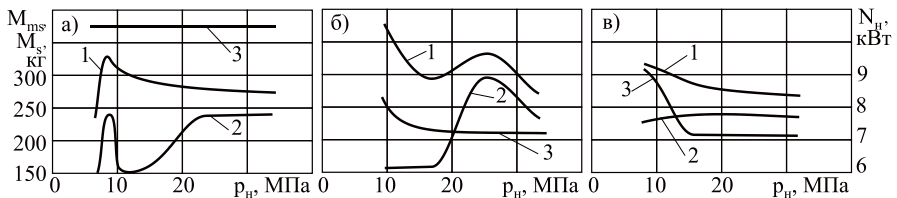


Рисунок 1 – Зависимость параметров оптимизированной КМ от рабочего давления в гидросистеме p_H : а – оптимизация массы КМУ; б – оптимизация мощности гидропривода; в – многокритериальная оптимизация (1 – масса КМУ M_{ms} ; 2 – масса звеньев КМУ M_s ; 3 – мощность гидропривода N_H)

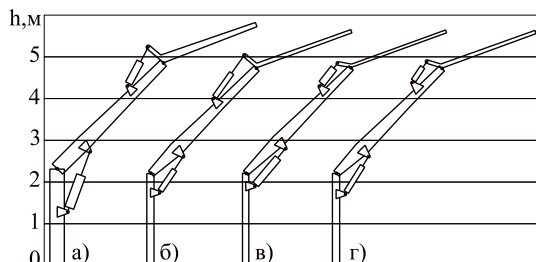


Рисунок 2 – Результаты оптимизации: а – исходная конструкция; б – оптимизация по массе КМУ; в – оптимизация по мощности гидропривода; г – многокритериальная оптимизация при $w_1=w_2=0,5$

Анализ полученных результатов показывает, что однокритериальная оптимизация эффективно обеспечивает минимизацию одного показателя качества КМ, но приводит к существенному ухудшению другого показателя качества (рис. 2, а, б). С помощью многокритериальной оптимизации возможно получение такой оптимальной конструкции КМ, которая одновременно обеспечивает значения M_{ms} и N_n равными своим минимальным значениям после соответствующей однокритериальной оптимизации (рис. 2, в). По сравнению с существующей конструкцией КМ АСТ-4-А оптимальная конструкция характеризуется существенно улучшенными показателями качества: масса КМУ составляет 285 кг против 454 кг у существующей конструкции, мощность гидропривода – 7,1 кВт против 7,9 кВт. Предложенная комплексная целевая функция имеет благоприятную структуру, так как обеспечивает устойчивость результата оптимизации в широком диапазоне взаимного сочетания весовых коэффициентов w_1 и w_2 .

В заключение необходимо отметить, что предложенная методика оптимального проектирования КМ позволяет выявлять резервы повышения показателей качества проектируемых и эксплуатируемых конструкций, обеспечивая получение высоких показателей их экономичности и энергоэффективности.

Список литературы

1. Бандурин Р.А. Рынок кранов-манипуляторов в России // Проблемы современной экономики. – 2015. – №26. – С. 138-142.
2. Лагереv И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов: монография. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.
3. Лагереv И.А., Шатунова Е.А. Проектирование поворотных

гидродвигателей для манипуляционных систем мобильных машин на основе многокритериальной оптимизации // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. – № 4. – С. 34-51.

4. Лагерев Е.А., Лагерев И.А. Оптимальное проектирование гидравлических механизмов поворота шибера типа крано-манипуляторных установок мобильных грузоподъемных машин // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. - № 2. – С. 57-63.

УДК 621.867

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСОК НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ДИСКРЕТНОГО УЧАСТКА КОНВЕЙЕРА С ПОДВЕСНОЙ ЛЕНТОЙ И РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ПРИВОДОМ

Лагерев А.В.¹, Толкачев Е.Н.²

1. ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет им. акад. И.Г. Петровского, г. Брянск.

2. ЗАО «Брянский Арсенал», г. Брянск.

Статья связана с актуальным направлением развития конвейерного транспорта – совершенствованием конвейеров с подвесной лентой. В частности, освещается вопрос определения рациональных параметров подвесок. В статье приведены результаты исследования влияния массогабаритных и фрикционных параметров подвесок на тяговые и сцепные характеристики дискретного участка конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом.

Ключевые слова: ленточный конвейер, подвесная лента, подвеска, распределенный привод, рациональные параметры.

INFLUENCE ANALYSIS OF SUSPENSIONS PARAMETERS ON PERFORMANCE OF DISCRETE SECTION OF CONVEYOR WITH SUSPENDED BELT AND DISTRIBUTED DRIVE

Lagerev A.V.¹, Tolkachev E.N.²

1. Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, Bryansk.

2. CJSC "Bryanskiy Arsenal".

The article is related to the actual direction of the development of conveyor transport - the improvement of conveyors with suspended belt. In particular the issue of definition of rational suspension parameters is discussed. The results of the study influence of mass, dimensions and frictional parameters on the discrete section tractive and adhesion characteristics of conveyor with suspended belt and distributed drive are

presented in the article.

Keywords: belt-type conveyor, distributed drive, rational parameters, suspended belt, suspension.

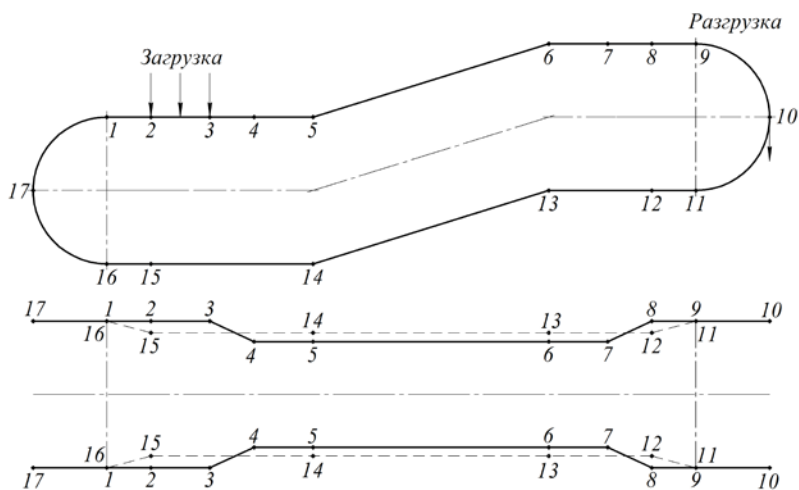
Ленточные конвейеры широко используются в различных отраслях промышленности для перемещения насыпных и штучных грузов. Принцип действия, заключающийся в транспортировании груза сплошным потоком без перерывов на загрузку и разгрузку, позволяет сократить сферу применения физического труда, снизить трудоемкость и время выполнения подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ [1]. В настоящее время технический прогресс в области машин непрерывного транспорта привел к разработке принципиально новых технических решений, включающих использование подвешенного исполнения конвейерных лент, а также реализацию промежуточного привода [2-4].

Конвейер с подвешенной лентой и распределенным приводом [5, 6] отличается тем, что не содержит сосредоточенных приводной и натяжной станций, а подвески оборудованы индивидуальным мотор-редукторным приводом. Учитывая фрикционный способ передачи тягового усилия ведущими подвесками, для надежной работы такого конвейера необходимо обеспечить качественное сцепление приводных роликов на всем протяжении трассы.

В ранних публикациях приведены разработанные авторами математические модели группы подвесок – дискретного участка – конвейера с подвешенной лентой и распределенным приводом по вертикально-замкнутой трассе произвольной пространственной конфигурации [6-8]. Для базового варианта конвейера с подвешенной лентой и распределенным приводом проведен анализ изменения величин минимально необходимого для преодоления возникающих сопротивлений и максимально допустимого из условия отсутствия проскальзывания величин крутящих моментов ведущей подвески дискретного участка при движении вдоль трассы. Основные технические параметры конвейера: длина горизонтальной проекции – 6 м; длина горизонтальной проекции наклонного участка – 2 м; радиус концевой поворотной секции – 0,5 м; угол наклона секции – 10 град; производительность расчетная – 100 т/ч; объемная плотность транспортируемого груза – 1,4 т/м³; ширина ленты – 0,4 м; скорость транспортирования – 0,5 м/с. Схема конфигурации трассы представлена на рисунке 1, параметры подвесок в таблице 1.

Таблица 1 – Технические параметры конвейера

п/п	Технический параметр	величина		
		базовая	мин.	макс.
	Масса несущей секции приводной подвески, кг	8	8	14
	Масса прижимной секции приводной подвески, кг	4	4	10
	Масса неприводной подвески, кг	5,5	5	10
	Наружный диаметр приводного ролика, м	0,14	0,08	0,16
	Наружный диаметр холостых роликов, м	0,05	0,04	0,08
	Сила прижатия приводного ролика приводной подвески, Н	50	50	200
	Коэффициент трения качения приводного ролика, м	0,0077	0,0005	0,0077
	Коэффициент трения качения холостых роликов, м	0,001	0,0005	0,002
	Коэффициент трения скольжения приводного ролика	0,5	0,01	0,5
0	Коэффициент трения в оси холостых роликов	0,02	0,01	0,06



1-9 – грузовая ветвь; 11-16 – холостая ветвь; 2-3 – загрузочный пункт;
3-4,
11-12 – желобообразующие участки; 7-8, 15-16 – выполаживающие
участки;

5-6, 13-14 – наклонные участки; 9-11, 16-1 – концевые поворотные участки;
 10 – разгрузочный пункт

Рисунок 1 – Конфигурация трассы конвейера

При исходных технических параметрах подвесок величина минимально необходимого крутящего момента ($M_{кр}^{тяги}$) превышает величину максимально допустимого ($M_{кр}^{сц}$) на участках 5-6 и 16-1. Соответственно использование мотор-редуктора с номинальным крутящим моментом ($M_{кр}$), бóльшим минимально необходимого, приводит к закономерному проскальзыванию приводного ролика на данных участках, а меньшее значение не позволяет преодолеть сопротивление движению. При исходном сочетании технических параметров ведущая подвеска не обеспечивает необходимую тягу

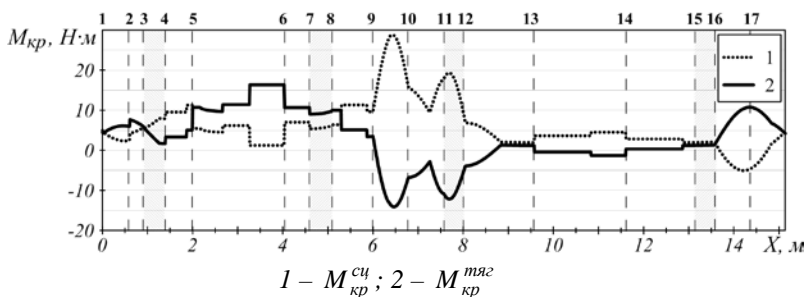


Рисунок 2 – График изменения предельно допустимых крутящих моментов привода ведущей подвески при дискретном участке, состоящем из одной ведущей и одной ведомой подвески

независимо от величины крутящего момента привода, установленного на ней.

При изменении значения параметра № 1 (табл. 1) с 8 до 14 кг увеличился размах величин предельных крутящих моментов в области концевых поворотных участков 9-11 и 16-1 (Рис. 3, а). Так как для базового варианта установлено, что на участке 16-1 (Рис. 2) работоспособное состояние ведущей подвески не обеспечивается, следовательно, выявленное одновременное сокращение момента $M_{кр}^{тяги}$, обуславливающего отсутствие буксования, и повышение момента $M_{кр}^{тяги}$ на рассматриваемом участке неприемлемо. Поэтому

увеличение значения параметра № 1 с целью улучшения тяговых и сцепных характеристик является неэффективным.

Варьирование значения параметра № 2 (табл. 1) с 4 до 10 кг в бóльшей мере отразилось на величине максимально допустимого крутящего момента (Рис. 3, б). Его изменение позволяет увеличивать размах $M_{кр}^{си}$ на участках грузовой 1-10 и холостой ветвей 11-17.

Поэтому рациональное значение параметра № 2 следует определять в сочетании с остальными техническими параметрами подвесок.

Увеличение значения параметра № 3 (табл. 1) с 5 до 10 кг в бóльшей степени влияет на изменение величин крутящих моментов в области концевых поворотных участков (Рис. 3, в) (на графике это области 1-4 и 11-13, так как неприводная подвеска движется с отставанием). Учитывая, что на участке спуска 9-11 максимально допустимый крутящий момент со значительным запасом превышает минимально необходимый (Рис. 2), а на участке подъема 16-1 условия

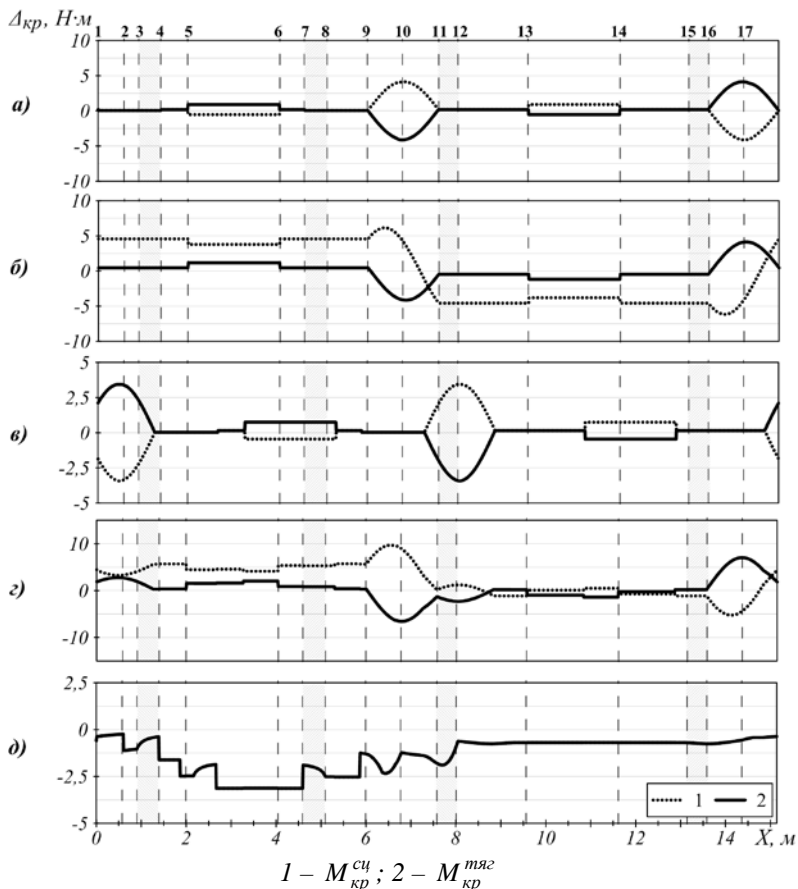


Рисунок 3 – Изменение разности между значениями предельно допустимых крутящих моментов привода ведущей подвески от перемещения вдоль трассы при варьировании параметров: а – № 1; б – № 2; в – № 3; г – № 4, д – № 5

движения подвески без проскальзывания не выполняются, увеличение значения параметра № 3 не рационально.

При изменении значений параметра № 4 (табл. 1) с 0,08 до 0,16 м наблюдается преобладающий прирост величины максимально допустимого крутящего момента на всем протяжении грузовой ветви 1-11 (Рис. 3, г), что свидетельствует об эффективности увеличения значений параметра № 4.

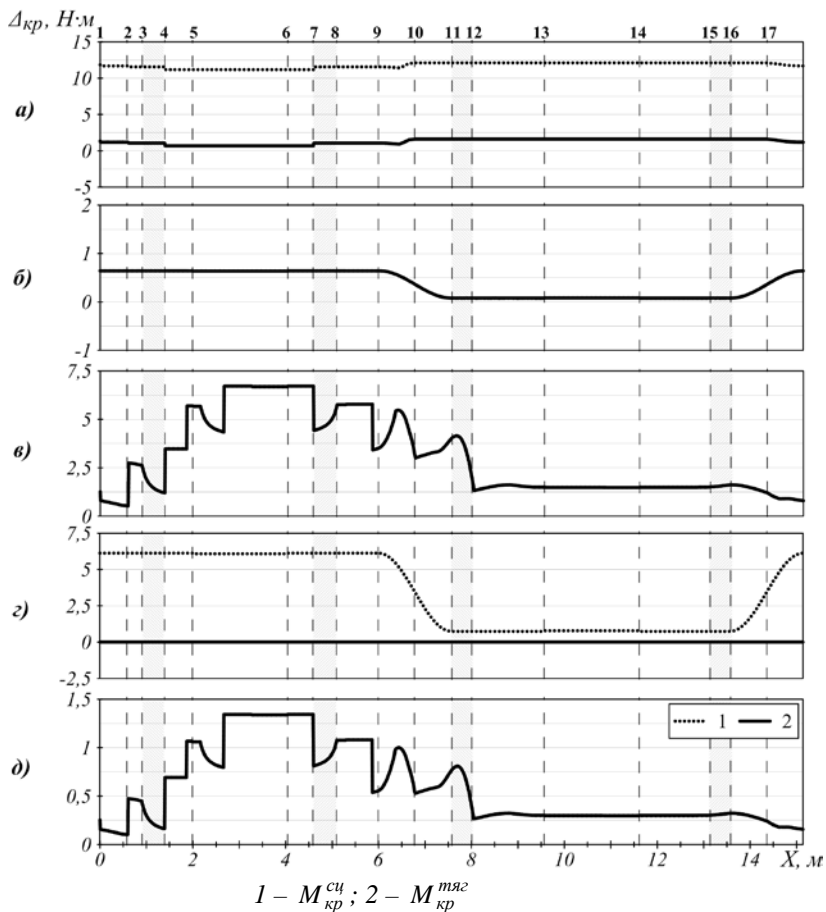


Рисунок 4 – Изменение разности между значениями предельно допустимых крутящих моментов привода ведущей подвески от перемещения вдоль трассы при варьировании параметров: а – № 6; б – № 7; в – № 8; г – № 9, д – № 10

Увеличение значений параметра № 5 (табл. 1) с 0,4 до 0,8 м сопровождается идентичным снижением предельных величин крутящих моментов по всей длине конвейера (Рис. 3, д), что наиболее выражено на грузовой ветви 1-10. Считается целесообразным увеличивать значение параметра № 5 для снижения энергоемкости транспортирования.

При варьировании значений параметра № 6 (табл. 1) с 50 до 200 Н наблюдается интенсивное возрастание величины максимально допустимого крутящего момента при незначительно увеличившемся моменте $M_{кр}^{мяг}$ (Рис. 4, а), что демонстрирует высокую эффективность повышения значений параметра № 6, как меры по обеспечению качественного сцепления и тяги ведущей подвески.

Изменение значений параметра № 7 (табл. 1) практически не оказывает существенного влияния на величины предельных крутящих моментов (Рис. 4, б). При увеличении его значения с 0,0005 до 0,0077 м, прирост величин моментов незначительный. Поэтому варьирование значений параметра № 7 не является необходимым шагом для повышения тяговых и сцепных характеристик ведущей подвески.

Изменение значений параметра № 8 (табл. 1) с 0,0005 до 0,002 м приводит к повышению величин предельных крутящих моментов на всем протяжении трассы (Рис. 4, в). При этом повышение значений одинаковое, без каких-либо выраженных преимуществ между максимально допустимыми и минимально необходимыми величинами. Следовательно, выбор значений параметра № 8 рационально проводить не для улучшения характеристик тяги и сцепления, а для сокращения энергоемкости транспортирования, понижая его величину.

При изменении значений параметра № 9 (табл. 1) в диапазоне от 0,01 до 0,5, величина максимально допустимого момента получила наибольший прирост на участках грузовой ветви конвейера 1-11, 16-1 (Рис. 4, г), в то время как величина минимально необходимого крутящего момента осталась без изменений. Следовательно, эффективность повышения значений параметра № 9 для обеспечения работоспособного состояния подвесок дискретного участка высока.

Вариация значений параметра № 10 (табл. 1) от 0,01 до 0,06 привела к незначительному приросту величин предельных крутящих моментов на всем протяжении трассы (Рис. 4, д). Поэтому изменение значений параметра № 10 целесообразно проводить только для сокращения энергоемкости транспортирования, понижая его величину.

В результате установлено, что наибольшее влияние на тяговые и сцепные характеристики ведущей подвески дискретного участка оказывают сокращение массы прижимной секции ведущей подвески, повышение коэффициента трения скольжения и наружного диаметра ведущего ролика приводной подвески, а также усилия, действующего со стороны прижимного устройства (максимальный размах предельных значений крутящих моментов увеличивается в 1,2...1,4 раза). Несколько меньший положительный эффект на повышение

тяговых и сцепных качеств подвесок оказывают увеличение наружных диаметров холостых роликов подвесок, уменьшение их коэффициентов трения качения и скольжения, а также сокращение масс подвесок.

Список литературы

1. Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – 3-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.
2. Nuttall A. Design Aspects of Multiple Driven Belt Conveyors: Doctoral dissertation / A. Nuttall. Delft: Delft University of Technology, 2007. – 158 p.
3. Лунев, Д.Е. Обоснование рациональных конструктивных и эксплуатационных параметров конвейеров с подвесной лентой для предприятий горной промышленности: дис. ... канд. тех. наук. / Д.Е. Лунев. – СПб., 2007. – 119 с.
4. Лагереv, А.В. Проектирование и исследования конвейеров с подвесной грузонесущей лентой / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев, П.В. Бословяк. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 303 с.
5. Lagerev, A.V. Modelling of a Vertical Loop Conveyor with Suspended Belt and Distributed Drive / A.V. Lagerev, E.N. Tolkachev, I.A. Lagerev // International Review on Modelling and Simulations. – 2016. – Vol. 9, N. 4. – P. 271–279.
6. Толкачев, Е.Н. Особенности определения усилий, приложенных к подвескам конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом, в зависимости от их пространственной конфигурации на трассе / Е.Н. Толкачев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. – № 2. – С. 44-51. – Режим доступа: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N1/2015-02-06.pdf>.
7. Лагереv, А.В. Исследование движения подвесок дискретного участка конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой трассой с помощью одномассовой динамической модели / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев // Вестн. Брян.гос.техн.ун-та. – 2013. – № 4. – С. 33-40.
8. Толкачев, Е.Н. Определение условий работоспособности дискретного участка конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом / Е.Н. Толкачев // Научные исследования и разработки молодых ученых. – Новосибирск: Изд-во ЦРНС, 2016. – № 12. – С. 81-89.

ВЛИЯНИЕ ТРАНСПОРТНОГО ПОЛОЖЕНИЯ
КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА НА НАГРУЖЕННОСТЬ ПОДВЕСКИ
БАЗОВОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Лагереv И.А.¹

*1. ФГБОУ ВО Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского, г. Брянск*

Рассмотрено влияние конфигурации крана-манипулятора в транспортном режиме на нагруженность подвески базового грузового автомобиля с учетом воздействия микронеровности пути и грузового момента крана-манипулятора. Нагрузки в подвеске оцениваются с учетом статических и динамических составляющих, вычисленных с использованием разработанной модели. Выполнены расчеты для трехосного грузового автомобиля с краном-манипулятором Kanglim KS3105. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект №17-79-10274).

Ключевые слова: кран-манипулятор, базовое шасси, грузовой автомобиль, транспортное положение, подвеска, нагруженность.

THE CRANE-MANIPULATOR TRANSPORT POSITION INFLUENCE
ON THE BASE LORRY SUSPENSION LOADINGS

Lagerev I.A.¹

1. Bryansk State I.G. Petrovsky University, Bryansk

The crane-manipulator transport position influence on the base lorry suspension loadings is under consideration in this article. The influence of the surface roughness and load moment of the crane were took into account. Suspension loads calculated using the developed model. A three-axle truck with a crane-manipulator Kanglim KS3105 was analyzed. This research was awarded by Russian Scientific Foundation (project №17-79-10274).

Keywords: Crane-manipulator, base chassis, lorry, transport position, suspension, loadings.

В настоящее время гидравлические краны-манипуляторы повсеместно устанавливаются на грузовые автомобили, что значительно повышает их потребительские качества [1]. Неправильное положение крана-манипулятора в транспортном положении может привести к нарушению центровки шасси и перегрузке его передней подвески [2].

Для оценки влияния транспортного положения крана-

манипулятора на нагруженность подвески разработана математическая модель. Расчетная схема исследуемой системы показана на рис. 1.

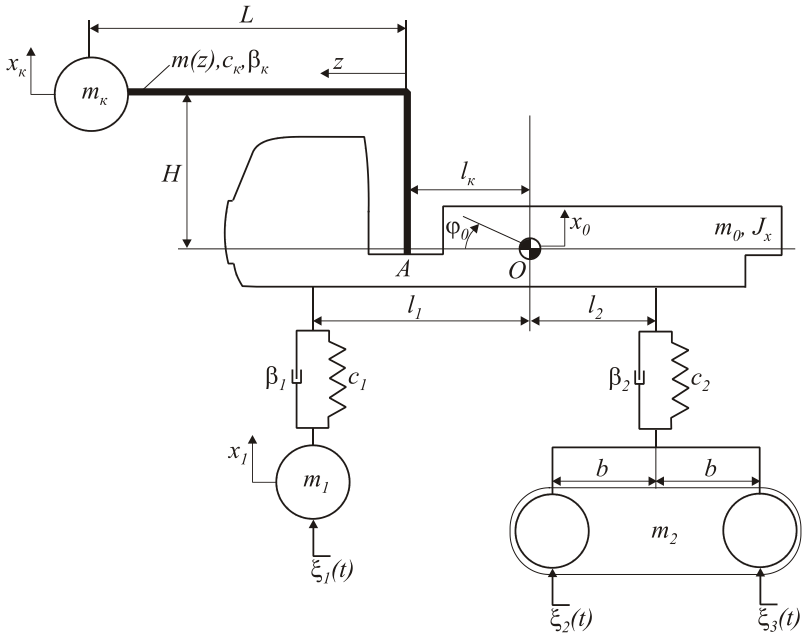


Рисунок 1 – Расчетная исследуемой машины, оборудованной краном-манипулятором

Статический грузовой момент, действующий на шасси со стороны крана-манипулятора, определяется следующим образом:

$$M_k = g \left[m_{z0} l_k + \int_0^L m(z)(l_k + z) dz \right],$$

где g – ускорение свободного падения, z – координата вдоль длины стрелы, L – длина стрелы в транспортном состоянии, $m(z)$ – функция распределения массы стрелы, m_{z0} – масса поворотной колонны, базовой конструкции, гидронасоса, лебедки, т.е. крана-манипулятора без элементов горизонтальной части стрелы и крюковой подвески.

Статические значения деформаций передней и задней подвески базового шасси при воздействии статического грузового момента M_k определяется следующим образом:

- 1 вариант: при положении стрелы, показанном на рис. 1:

$$x_{1cm} = \frac{(m_k + m_0)gl_2 + M_k}{(l_1 + l_2)c_1}, \quad x_{2cm} = \frac{(m_k + m_0)gl_1 - M_k}{(l_1 + l_2)c_2}; \quad (1)$$

- 2 вариант: при стреле, развернутой на 180°:

$$x_{1cm} = \frac{(m_k + m_0)gl_2 - M_k}{(l_1 + l_2)c_1}, \quad x_{2cm} = \frac{(m_k + m_0)gl_1 + M_k}{(l_1 + l_2)c_2}, \quad (2)$$

где m_k – паспортная масса крана-манипулятора, m_0 – масса базового шасси, c_1 – жесткость передней подвески, c_2, c_3 – жесткость элементов задней подвески, l_1 – расстояние от центра тяжести базового шасси до первой оси, l_2 – расстояние от центра тяжести базового шасси до заднего двухосного моста.

Статическое значение угла перекоса базового шасси при воздействии статического грузового момента M_k определяется следующим образом:

$$\varphi_{0cm} = \arctg \left[\frac{x_{2cm} - x_{1cm}}{l_1 + l_2} \right]. \quad (3)$$

Анализ выражений (1) – (3) показывает, что в первом случае более нагружена моментом M_k передняя подвеска, а во втором – задняя подвеска, которая предназначена для восприятия основных усилий, вызванных перевозимым грузом. Однако это не означает, что транспортное положение крана-манипулятора, соответствующее первому случаю, однозначно оказывает отрицательное влияние на нагруженность подвески базового шасси.

Для этого необходимо исследовать динамические нагрузки в исследуемой системе с использованием следующих уравнений движения:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 + F_1 + F_2 + F_k = 0; \\ J_0 \ddot{\varphi}_0 + F_1 l_1 + F_2 l_2 + F_k l_k = 0; \\ m_1 \ddot{x}_1 - F_1 = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 - F_2 = 0; \\ m_k \ddot{x}_k - F_k = 0, \end{cases}$$

где m_0, J_0 – масса и момент инерции поддрессоренной части базового шасси; m_1 – приведенная масса неподрессоренной части переднего шасси; m_1, m_2 – приведенная масса неподрессоренной части заднего шасси; m_k – приведенная к точке повеса груза масса крана-манипулятора; $x_0, \varphi_0, x_1, x_2, x_k$ – обобщенные координаты системы;

l_k – расстояние от центра тяжести базового шасси до точки установки крана-манипулятора; F_1, F_2, F_k – действующие в системе динамические усилия: в передней подвеске, в задней подвеске, в кране-манипуляторе (соответственно).

Усилия в элементах исследуемой системы определяются следующим образом:

$$F_1 = c_1(x_0 - l_1 \sin \varphi_0 - x_1 - \xi_1) + \beta_1(\dot{x}_0 - l_1 \cos \dot{\varphi}_0 - \dot{x}_1);$$

$$F_2 = c_2(x_0 + l_2 \sin \varphi_0 - x_2 - 0,5(\xi_2 + \xi_3)) + \beta_2(\dot{x}_0 + l_2 \cos \dot{\varphi}_0 - \dot{x}_2);$$

$$F_k = c_k(x_0 - l_k \sin \varphi_0 - x_k - \xi_1) + \beta_k(\dot{x}_0 - l_k \cos \dot{\varphi}_0 - \dot{x}_k),$$

где c_1, c_2 – коэффициенты жесткости передней и задней подвески; β_1, β_2 – коэффициенты вязкости передней и задней подвески;

c_k, β_k – коэффициенты жесткости и вязкости металлоконструкции крана-манипулятора; ξ_i – координаты микронеровности опорной поверхности ($i=1,2,3$), вычисленные по приведенному в [3] алгоритму.

Начальные условия – нулевые, кроме следующих: $x_1(t=0) = x_{1cm}$, $x_2(t=0) = x_{2cm}$, $\varphi(t=0) = \varphi_{0cm}$.

Выполнено моделирование нагруженности подвески грузового автомобиля КамАЗ с манипулятором Kanglim KS3105 в различных транспортных положениях. Были приняты следующие параметры модели: $m_0=8500$ кг, $m_1=80$ кг, $m_2=m_3=160$ кг, $m_{23}=250$ кг, $c_k=740$ кН/м, $\beta_1=5$ кНс/м, $\beta_2=10$ кНс/м, $\beta_k=1$ кНс/м, $b=0,66$ м, $l_0=2,55$ м, $l_1=2,05$ м, $l_2=1,935$ м, $l_k=1,05$ м, $L=3,5$ м, $H=2,2$ м, $m_k=6400$ кг $v_0=10$ м/с. Результаты моделирования показаны на рис. 2.

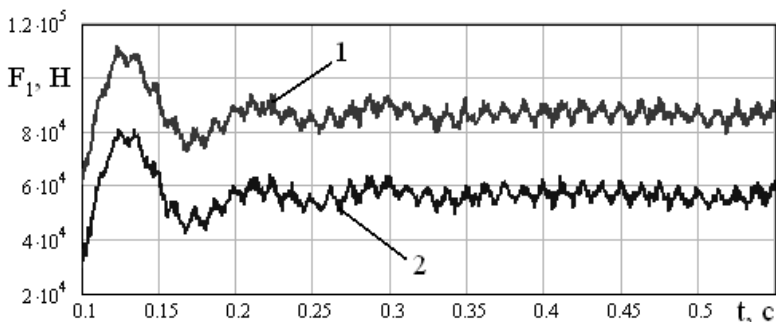


Рисунок 2 – Усилие в передней подвеске, Н:
1 – 1 вариант; 2 – 2 вариант

Таким образом, результаты численного моделирования показывают, что для снижения нагрузки на подвеску базового автомобиля предпочтительным является второй вариант расположения стрелы крана-манипулятора в транспортном положении. При транспортировке крана манипулятора стрелой вперед перегрузка передней подвески в стационарном режиме движения достигает 50%.

Дальнейшие исследования будут направлены на разработку рекомендаций, по рациональной ориентации стрелы крана-манипулятора в различных эксплуатационных условиях.

Список литературы

1. Тарукин Е.М. Обзор грузовых автомобилей // Вестник НГИЭИ. – 2013. – №2. – С. 66-84.
2. ООО «Уралспецтранс». URL: <http://www.uralst.ru/> (дата обращения: 21.07.2017).
3. Лагерев И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов: монография. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.

УДК 621

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ ТЕРМОПЛАСТИЧНЫХ И ТРАДИЦИОННЫХ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ РЕМОНТЕ ДОРОЖНО- СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Лапина Н.В., Баурова Н.И.¹

*1. Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет (МАДИ)*

В данной статье рассматриваются перспективы применения термопластичных клеев-расплавов при ремонте дорожно-строительных машин. Приводятся результаты сравнительного анализа адгезионной прочности эпоксидных клеев, которые традиционно используются при ремонте дорожно-строительных машин и термопластичных клеев-расплавов. Рассматриваются особенности технологического процесса применения клеев-расплавов при проведении ремонтных работ.

Ключевые слова: адгезионная прочность, клеевое соединение, клей-расплав, полимерные материалы, ремонт, система охлаждения, термопластичные полимеры.

COMPARATIVE ANALYSIS OF STRENGTH PROPERTIES OF

THERMOPLASTIC AND TRADITIONAL POLYMER MATERIALS USED IN REPAIR OF ROAD-BUILDING MACHINES

Lapina N. V., Baurova N. I.¹

1. Moscow State Automobile and Road Technical University (MADI)

This article discusses the prospects for the application of thermoplastic hot melt adhesives in the repair of road-building machinery. The results of a comparative analysis of the adhesive strength of epoxy adhesives, which are traditionally used in the repair of road building machines and thermoplastic hot melt adhesives, are presented. The features of the process of application of hot melt adhesives during the repair work.

Keywords: adhesive strength, adhesive bonding, hot melt adhesive, polymeric materials, repair, cooling system, thermoplastic polymers.

При производстве современных машин и механизмов используют большое количество неразъемных соединений. Такие соединения получают не только с помощью сварки и пайки. В последнее время часто для образования таких соединений используют склеивание.

Клеевое соединение является частным случаем адгезионного соединения, и обладает комплексом характеристик, которые зависят от свойств адгезива (клея) и склеиваемых деталей. Нагрузка в таком соединении передается от одного склеиваемого элемента к другому через клеевую прослойку. Клеевые соединения имеют ряд особенностей: многофункциональность склеенных соединений, сложность однозначного определения значений выходных параметров и скорости их старения.

На сегодняшний день полимерные материалы стали все чаще использоваться во всех отраслях мирового хозяйства. Так же они эффективно используются при ремонте дорожно-строительных машин, в частности для восстановления элементов системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания.

Традиционно для ремонта различных повреждений элементов системы охлаждения двигателя дорожно-строительных машин используются эпоксидные клеи [1-2]. 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. К недостаткам относятся высокие требования к качеству подготовки поверхности, длительное время отверждения, токсичность. Также при ремонте элементов системы охлаждения

эпоксидными композициями необходимо следить за микроклиматическими параметрами рабочей среды. При понижении температуры и во влажной атмосфере процесс полимеризации смолы замедляется, а при высокой влажности полимеризация вообще может не произойти до конца [3-4].

Одним из перспективных методов ремонта элементов системы охлаждения машин, является использование клеев-расплавов [5-6]. В исходном состоянии клеи-расплавы представляют собой твердые вещества, которые при повышенной температуре переходят в вязкотекучее состояние, а после охлаждения – застывают. Этот процесс может повторяться множество раз, что делает клеевое соединение ремонтпригодным [6]. Клеи-расплавы отличаются простотой нанесения, водостойкостью, быстротой склеивания, хорошей ремонтпригодностью и универсальностью [5].

Основным фактором, ограничивающим применение клеев-расплавов при ремонте дорожно-строительных машин, является отсутствие информации по их прочностным свойствам (и сравнение с прочностными свойствами традиционных эпоксидных клеев). Целью данной работы является проведение сравнительного анализа прочностных свойств традиционных эпоксидных составов (которые используются для ремонта элементов системы охлаждения дорожно-строительных машин) и термопластичных клеев-расплавов.

При оценке прочностных свойств клеевых материалов адгезионная прочность определяется различными методами, и для ее оценки отсутствует единый показатель. Основные трудности оценки адгезии заключаются в том, что величина адгезионной прочности существенно зависит от размеров отрываемых материалов и от метода отрыва. Поэтому адгезионная прочность одной и той же пары «адгезив-субстрат» будет иметь разные значения в зависимости от толщины адгезивного слоя, скорости отрыва, направления силы отрыва по отношению к поверхности субстрата и ряда других факторов. [7]

Все существующие методы оценки адгезионной прочности можно разделить на три группы [3-4]:

1. Методы определения адгезионной прочности путем отрыва, который происходит в результате нарушения адгезивного взаимодействия между адгезивом и субстратом;

2. Методы, основанные на определении фактической адгезии без нарушения адгезивного взаимодействия;

3. Методы, дающие возможность получить относительные характеристики адгезионного взаимодействия – это так называемые косвенные методы оценки адгезии.

В данной работе использовались следующие стандарты по проведению испытаний на разрыв: ГОСТ 11701-84 «Металлы. Методы испытаний на растяжение тонких листов и лент» и ГОСТ 1497-84 «Металлы. Методы испытаний на растяжение» [8-9].

Одной из наиболее перспективных областей применения клеев-расплавов является ремонт радиаторов системы охлаждения дорожно-строительных машин, которые преимущественно изготавливаются из алюминиевых сплавов. Поэтому образцы для проведения испытаний изготавливались из сплава Д16, химический состав которого согласно ГОСТ 4784-97 «Алюминий и сплавы алюминиевые деформируемые. Марки», представлен в таблице 1.

Таблица 1 – Химический состав в % материала Д16

Fe	Si	Mn	Cr	Ti	Al	Cu	Mg	Zn	Примеси
до 0,5	до 0,5	0,3 – 0,9	до 0,1	до 0,15	90,9 – 94,7	3,8 – 4,9	1,2 – 1,8	до 0,25	прочие, каждая 0,05; всего 0,15

Механические и физические свойства сплава Д16 представлены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2 – Механические свойства материала Д16 при T=20°C

Сортамент	σ_b , МПа	σ_t , МПа	ξ , %	Термообработка
Трубы, ГОСТ 18482-79	390...420	255...275	10...12	-
Пруток, ГОСТ 21488-97	245	120	12	-
Пруток, ГОСТ 21488-97	390...410	275...295	8...10	Закалка и старение
Пруток, высокой прочности, ГОСТ 51834-2001	450...470	325...345	8...10	Закалка и старение
Пруток, повышенной пластичности, ГОСТ 51834-2001	410	265	12	Закалка и старение

где: σ_b - предел кратковременной прочности, [МПа]; σ_T - предел пропорциональности (предел текучести для остаточной деформации), [МПа]; ϵ - относительное удлинение при разрыве, [%].

Таблица 3 – Физические свойства материала Д16.

T, °C	E 10^{-5} , МПа	$\alpha \cdot 10^6$, 1/°C	λ , Вт/(м·°C)	ρ , кг/м ³	C, Дж/(кг·°C)
20	0.72	-	-	2770	-
100	-	22.9	130	-	0.922

где: T – температура, при которой получены данные свойства, [°C]; E – модуль упругости первого рода, [МПа]; α – коэффициент температурного (линейного) расширения (диапазон 20° - T), [1/°C]; λ – коэффициент теплопроводности (теплоемкость материала), [Вт/(м·°C)]; ρ - плотность материала, [кг/м³]; C – удельная теплоемкость материала (диапазон 20° - T), [Дж/(кг·°C)].

При выполнении испытаний в данной работе были использованы образцы, склеенные с использованием традиционного эпоксидного двухкомпонентного клея Done Deal DD6540 со стальным наполнителем (отверждение осуществлялось при комнатной температуре) и клеями-расплавами марок Летек, МС-1, Теплак и Instant-ПАК [10].

При подготовке образцов были изготовлены пластины размером 115 мм x 35 мм x 1 мм (ДxШxВ). Поверхность пластин зачистили до металлического блеска на ширину нанесения клея и обезжирили ацетоном. Операция подготовки поверхности очень важна в процессе ремонта, так как при использовании клеев прочность восстановленного узла во многом зависит от качества подготовки поверхности. Присутствие грязи, легко отслаивающихся элементов краски, ржавчины, окислов, масла и влаги препятствует контакту клея с восстанавливаемой поверхностью. Поэтому перед нанесением полимерных материалов поверхности ремонтируемой детали следует тщательно очистить и обезжирить. Если нет возможности хорошо подготовить поверхность, следует использовать материалы, которые обладают хорошей адгезией к влажным и замасленным поверхностям.

Как и другие виды клеев, клей-расплавы наносят на чистые нежирные поверхности (рис.1). Клей-расплав наносили при температуре 100°C с использованием специального термопистолета, толщина клеевого слоя составляла 0,5-0,8 мм (площадь склеивания 1575 мм²).



а)

б)

Рисунок 1 – Нанесение клея-расплава на образцы: а – клей марки МС-1, б – клей марки Летек

По сравнению со стандартными термореактивными клеями на эпоксидной основе, основным преимуществом клеев-расплавов является отсутствие операции отверждения, поскольку эти материалы при нагревании плавятся, а при охлаждении застывают, что и обеспечивает при их использовании очень малое время при склеивании. Это позволяет механизировать и автоматизировать технологию склеивания. В зависимости от марки, клей-расплав может отвердевать практически мгновенно при охлаждении или обладать длительной открытой выдержкой (периодом сохранения липкости), что обеспечивает возможность ремонта деталей сложной геометрической формы

После полного затвердевания клея проводились испытания на разрыв. В настоящей работе механические испытания проводились на машине для испытания конструкционных материалов «УТС 110М-50». Общий вид машины с установленным образцом представлен на рис.2. Испытания проводились при комнатной температуре. После закрепления образца в захваты, в ЭБУ машины для испытаний задается ГОСТ 1497-84 на проведение испытаний, тип и геометрические параметры образца, размер серии образцов, наименование рабочей зоны машины. Испытания проводились на скорости $V=3$ мм/мин. Результаты механических испытаний образцов приведены в табл. 4.



Рисунок 2 – Общий вид машины для испытания конструкционных материалов «УТС 110М-50» с установленным образцом

Таблица 4 – Результаты прочностных испытаний соединений, с различными типами клеев

№ п/п	Марка клеевого материала	Значения максимального абсолютного разрывного усилия, Н
1.	Клей-расплав «Теплакс»	3752,7

2.	Клей-расплав «Instant-ПАК»	3061,03
3.	Клей-расплав «МС-1»	6495,3
4.	Клей-расплав «Летек»	6283,1
5.	Эпоксидный двухкомпонентный клей Done Deal DD6540	3622,5

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что по своим прочностным характеристикам клей-расплавы практически не уступают традиционным эпоксидным клеям [10] и могут использоваться при ремонте элементов системы охлаждения дорожно-строительных машин. Установлено, что наилучшие прочностные характеристики получены для термопластичного клея марки «МС-1» и «Летек». Кроме того, быстрое отверждение клея-расплава позволяет осуществлять ремонт за более короткие сроки, а, следовательно, снижает стоимость ремонта. Таким образом, ремонт элементов системы охлаждения дорожно-строительных машин с использованием клеев-расплавов является наиболее технологичным и простым.

Список литературы

1. Ланихин Р.А., Малышева Г.В. Клеевая технология ремонта автомобильных радиаторов // Ремонт, восстановление, модернизация. 2009. №9. С. 15-18.
2. Нелюб В.А. Применение полимерных композиционных материалов в судостроении для ремонта корабельных надстроек // Ремонт, восстановление, модернизация. 2013. №5. С. 21-24.
3. Баурова Н.И., Сергеев А.Ю. Структурные исследования механизма разрушения клеевых соединений после испытаний методом Pull-Out // Клеи. Герметики. Технологии. 2014. №4. С. 24-28.
4. Доломатов М.Ю., Тимофеева М.Ю., Будрина Н.Г. Адгезия и фазовые переходы в сложных высокомолекулярных системах. Учебное пособие. Уфа: Уфимск. технолг. ин-т сервиса. – 2001. 41 с.
5. Лапина Н.В., Баурова Н.И. Особенности применения клеев-расплавов при ремонте элементов системы охлаждения машин // Ремонт, восстановление, модернизация. 2015. №10. С. 33-36.
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. Баурова Н.И. Закономерности процессов разрушения композиционных материалов при продольном нагружении в зависимости от особенностей их структуры на микроуровне // Энциклопедия инженера-химика. 2012. №11. С.35-41.

8. ГОСТ 11701-84 «Металлы. Методы испытаний на растяжение тонких листов и лент».

9. ГОСТ 4784-97 «Алюминий и сплавы алюминиевые деформируемые. Марки».

10. Malysheva, G.V., Akhmetova, E.S., Shimina, Y.Y. Determination of phase transition temperatures of polymer binding agents by differential scanning calorimetry // Polymer Science - Series D, 2015, 8(1), pp. 17-21

УДК 666.972.031.3/4

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ
ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ
МАЛОГАБАРИТНЫХ БЕТОНОСМЕСИТЕЛЕЙ

Минин В.В., Зяблов С.Ф., Раилко М.Ю.¹

*1. ФГБОУ ВО Сибирский федеральный университет, г.
Красноярск*

Представлена методика оценки энерго-ресурсосберегающих технологий и результаты совершенствования бетоносмесителей гравитационного типа. Предложен критерий для оценки степени совершенства конструкций бетоносмесителей и расчета их параметров. Определены рациональные значения основных параметров на основе статистического моделирования. Предложены опытные образцы бетоносмесителей, конкурентоспособных на современных рынках реализации.

Ключевые слова: гравитационный бетоносмеситель, энерго-ресурсосберегающая технология, критерий оценки, рациональные параметры.

METHODOLOGY AND RESULTS
OF ENERGY-RESOURCE-SAVING TECHNOLOGIES
OF SMALL-CONCRETE CONCRETE MIXERS

Minin V.V., Zyablov S.F., Railko M.Y.¹

1. Siberian Federal University, Krasnoyarsk

A methodology for estimating energy-resource-saving technologies and results of improvement of gravity-type concrete mixers is presented. A criterion is proposed for assessing the degree of perfection of concrete

mixer designs and calculating their parameters. Rational values of the main parameters are determined on the basis of statistical modeling. Experimental samples of concrete mixers, competitive in modern sales markets, are offered.

Key words: gravitational concrete mixer, energy-resource-saving technology, evaluation criterion, rational parameters.

Зарубежные компании постоянно проводят исследования по созданию высокотехнологичных процессов производства и обработки бетонных смесей для достижения качества и снижения себестоимости продукции [1]. Специфика режимов работы бетоносмесителя (БС) позволяет при проведении оптимизации параметров условно выделить режим, при котором привод оказывает прямое влияние на его производительность.

В данном случае на стадии проектирования задачу оптимизации параметров и оценки конструктивного исполнения бетоносмесителя можно ограничить уровнем рассматриваемой подсистемы, т.е. согласованием параметров БС и требований к свойствам смеси. Модель оценки конкурентоспособности должна учитывать важнейшие элементы цикловых операций.

Представим [2] функцию затрат как стоимость C (руб.) бетоносмесителя и расходов на его эксплуатацию, а также рабочей смеси (цемента, воды, песка и крупного заполнителя) в виде формулы:

$$C = \sum_{i=1}^n (C_i P_i) + C_{\Sigma i} (1 - P_i),$$

где C_i , – стоимость i -го элемента (привода, корпуса бетоносмесителя, компонентов смеси и т.д.), $i = 1, 2, \dots, n$; n – число элементов; $C_{\Sigma i}$ – затраты на эксплуатацию i -го элемента; P_i – вероятность безотказной работы i -го элемента.

Авторами выявлена неоднозначность значений КПД, определяемых через мощность или работу БС. Вследствие этого целевая функция оптимизации будет определять стоимость потерь полезной удельной работы в цикле БС.

Тогда стоимость установочной удельной работы за цикл определяется в виде:

$$A_{уд}^y = \frac{CN}{\Pi_T},$$

где N – потребляемая мощность, кВт;

Π_T – теоретическая производительность БС, кг/с.

Стоимость реализуемой (полезной) удельной работы в цикле:

$$A_{уд}^P = \frac{CN\bar{\eta}}{\Pi_{\tau}}$$

где $\bar{\eta}$ – математическое ожидание КПД привода.

Стоимость потерь полезной удельной работы в цикле БС принимается в качестве целевой функции оценки результатов энерго-ресурсосберегающих технологий:

$$\Pi_{CA} = A_{уд}^P - A_{уд}^Y$$

Это выражение представим в удобном для расчетов виде:

$$\Pi_{CA} = \frac{\{C \cdot P + C_2(1 - P)\} \cdot N \cdot (1 - \bar{\eta})}{\Pi_{\tau}}$$

Условие эффективности по предлагаемому критерию записывается в виде $\Pi_{CA} \rightarrow \min$.

На основе апостериорной информации (технические характеристики) фирм китайских производителей в программном продукте Data Fit фирмы Oakdale Engineering разработаны статистические модели основных параметров бетоносмесителей (рис.1-4). Оценка надежности полученных результатов проведена по критерию детерминации R^2 .

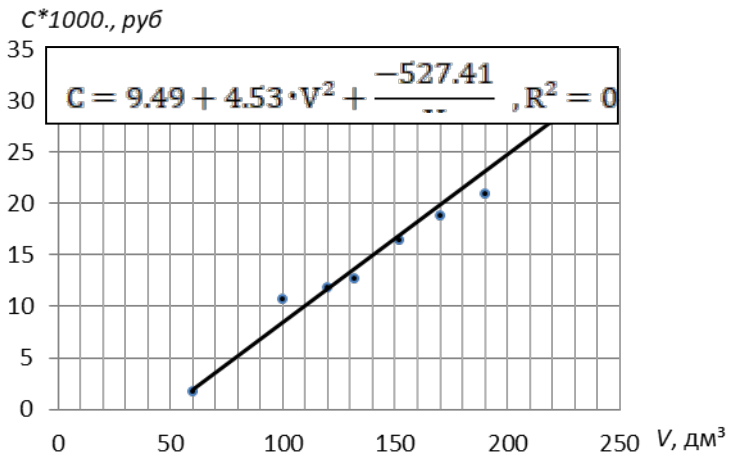


Рисунок 1 – Зависимость стоимости C от объема V барабана бетоносмесителя

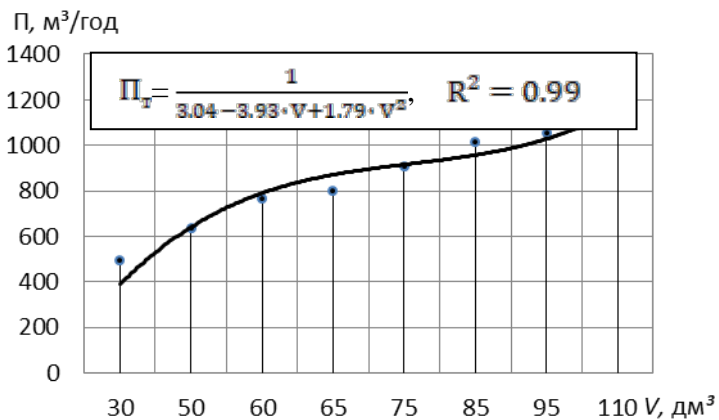


Рисунок 2 – Зависимость производительности бетономесителя Π от литрового объема V барабана

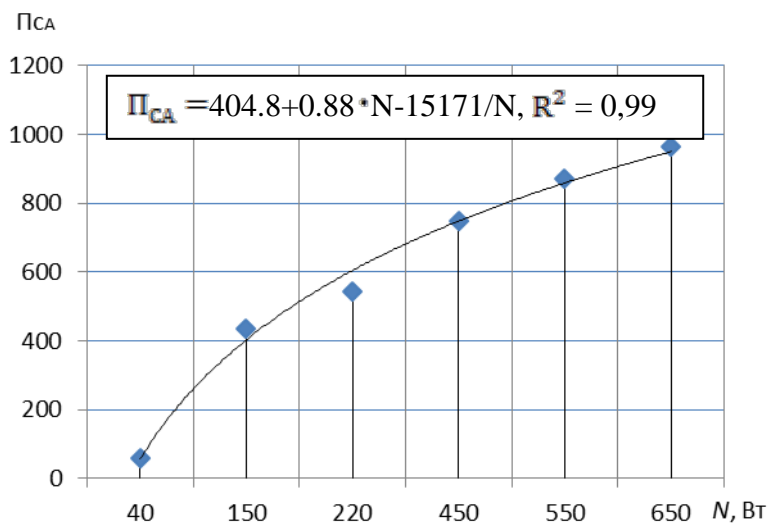


Рисунок 3 – Зависимость критерия оценки энерго-ресурсосберегающих технологий $\Pi_{\text{СА}}$ от потребляемой мощности N бетономесителя

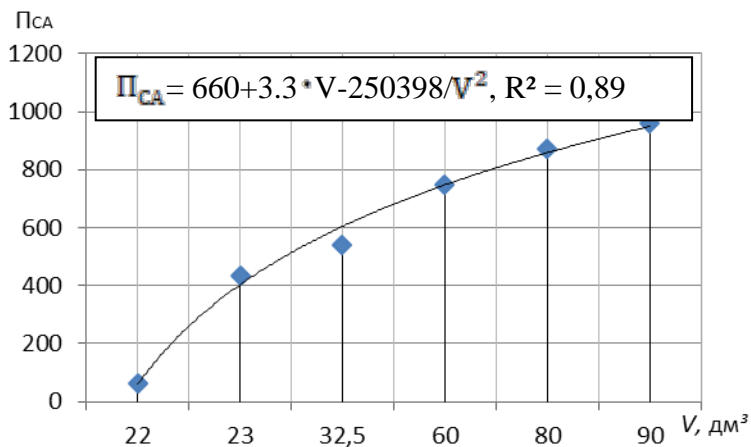


Рисунок 4 – Зависимость критерия оценки энерго-ресурсосберегающих технологий Π_{CA} от объема барабана V бетоносмесителя

Практическая реализация оптимизационных расчетов по определению рациональных значений основных параметров позволила спроектировать [3] и изготовить опытную партию конкурентоспособных бетоносмесителей, обладающих следующими техническими характеристиками: марка – БС-60М (объем барабана – 60 литров; масса одного замеса до 70 кг; производительность – 2 т/ч; мощность двигателя – 180 Вт; напряжение – 220 В; масса – 22 кг; число деталей – 28шт.); марка – БС-52П (объем барабана – 52 литра; масса одного замеса до 55 кг; производительность – 1,5 т/ч; мощность двигателя – 60 Вт; напряжение – 220 В, масса – 16 кг; число деталей – 24шт.); марка – БС-38П (объем барабана – 38 литров; масса одного замеса до 40 кг; производительность – 1 т/ч; мощность двигателя – 40 Вт; напряжение – 12 В; масса – 8 кг; число деталей – 9шт.).

Образцы получили в 2015г. и 2016г. высокие оценки (дипломы) на специализированных выставках «Строительство и архитектура», г. Красноярск.

Внедрение в практику разработанной методики оценки энерго-ресурсосберегающих технологий для расчета параметров конкурентоспособных бетоносмесителей, наряду с освоением их серийного выпуска, позволит провести импортозамещение аналогичной продукции. Полученные практические результаты

позволили (в сравнении с китайскими аналогами): снизить массу бетоносмесителей в 1,1–2,5 раза, потребляемую мощность – до 3-х раз (при уменьшении габаритного объема в 2,1-2,6 раза) и число изготавливаемых деталей и узлов – в 1,6-2,4 раза.

Список литературы

1. Кузнецов Г. А., Зяблов С. Ф., Минин В. В. Исследование типоразмеров гравитационных бетоносмесителей по объему барабана / Научное обозрение. – 2014. – № 6. – С. 64–70.

2. Минин В. В. Концепция повышения эффективности универсальных малогабаритных погрузчиков: монография / Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2012. – 304 с.

3. Патент 147404 РФ. Гравитационный бетоносмеситель. Оpubл. 10.11.14, бюл. № 31.

УДК 624.01+691.26

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ДРОБИЛОК ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ТРЕПЕЛА ДЛЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Михальков Д.В.¹, Михальков В.С.¹

1. ГУВПО «Белорусско-Российский университет», г.Могилев

В статье рассмотрена оптимизация процесса измельчения трепела и описаны конструктивные параметры дробильной установки ударного действия в технологической цепочке. Получены необходимые условия отсутствия реактивных ударных импульсов на вертикальный вал дробильной установки в соответствии с решенной математической моделью движения ударного элемента дробильной установки.

Ключевые слова: дробилка ударного действия, пеностеклокерамика.

OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF CRUSHERS FOR RECEPTION OF A QUAIL FOR ENERGY-EFFICIENT ENCLOSING STRUCTURES

Mikhalkov D.V.¹, Mikhalkov V.S.¹

1. Belarusian-Russian University, Mogilev

The article we consider the optimization process of grinding and bergmeal design parameters described crusher Impact in the processing chain. The necessary conditions for the absence of reactive shock pulses in

the vertical shaft crusher in accordance with the decision of the mathematical model of movement of the impactor crusher.

Keywords: Impact crusher, foam glass ceramics.

Одним из направлений деятельности ученых России по новым строительным технологиям является разработка и использование энергоэффективных ограждающих конструкций для малоэтажного и крупнопанельного домостроения высокой заводской готовности. В ЦНИИСК (г.Москва, Россия) разработана и запатентована технологическая линия производства пеностеклокерамики, строительного и теплоизоляционного назначения на основе доступного, имеющегося практически во всех регионах России, кремнесодержащего сырья (трепела, диатомита и др.). Имеется такой полиминерал и в Республике Беларусь (Могилевская обл., г.п. Хотимск, месторождение «Стальное»).

Посредством использования пеностеклокерамики возможно решить проблему создания массового производства материалов и конструкций нового поколения. Это и особолегкие конструкционно-теплоизоляционные бетоны, теплоизоляционные бетоны на вяжущих гидравлических или воздушного твердения, эффективный засыпной утеплитель, высокоэффективный наполнитель в тампонажных растворах для нефтяной и газовой промышленности, для изготовления особо легких теплоизоляционных, штукатурных смесей и облегченных выравнивающих смесей для пола и др.

Получение исходного продукта.

Массовость применения гранулированных материалов в качестве засыпки либо легкого заполнителя для бетонов и растворов в строительстве зависит прежде всего от себестоимости сырья и технологических энергозатрат. В данной статье мы остановимся на особенностях измельчения трепела.

Основной задачей при проектировании дробильных установок является определение рациональных параметров и количества ударных элементов, установление рациональной частоты вращения ротора дробильной установки и выбор необходимой мощности двигателя для обеспечения требуемой производительности, размеров и качества готового продукта. При этом необходимо рациональное сочетание целого ряда показателей [1].

Анализ опыта работы дробильных установок ударного действия с различными материалами, рекомендации исследований ведущих фирм-производителей из всего многообразия эксплуатируемых установок и изучение параметров данных дробильных установок показывают, что

наиболее целесообразно принимать следующие основные конструктивные параметры:

- отношение диаметра камеры дробления дробилки к ее высоте 0,6...0,8.

- отношение диаметра ротора к диаметру камеры дробления 0,3...0,5.

- расстояние между соседними ярусами рабочих элементов 0,15..0,2 м.

- число рабочих элементов на каждом ярусе – четное (4, 6, 8);

- расстояние от центра вращения ротора до внутренней стенки камеры дробилки (с учетом гарантированного зазора между внутренней стенкой камеры дробилки и концом вращающегося ударного элемента) – 90 % от половины диаметра камеры дробления [1, с.128-130].

- длины всех рабочих элементов и их звеньев, масса и форма ударных элементов в пределах одного яруса назначается одинаковой.

- длины звеньев будут находиться в определенном соотношении с центром масс системы.

- толщина ударного элемента определяется из соображений минимального удельного износа и условиями прочности. Горизонтальная ось плоскости рабочей поверхности ударного элемента должна проходить через центр масс системы каждого яруса дробильной установки с тем, чтобы обеспечивать, во-первых, прямой удар, а во-вторых, снизить нагрузки на опорные подшипники вертикального вала дробильной установки. В результате постоянного контакта передней кромки ударного элемента с частицами материала происходит интенсивный ее износ и постепенное закругление, что сказывается на качестве конечного продукта. Длина ударного элемента зависит от размеров дробимого материала. Ширина ударного элемента определяется по конструктивным соображениям.

Также было выяснено, что в процессе дробления материал в рабочей камере расположен в форме полого цилиндра, при этом коэффициент отношения внутреннего диаметра полого цилиндра к диаметру рабочей камеры постоянен для всех типоразмеров дробилок при данном типе материала [2, с.54] определяется зависимостью как отношение зоны, в которой не находится материал, к диаметру дробилки.

Выбираем правую декартову систему координат XYZ: ось Z направляем по оси вращения ротора в сторону угловой скорости $\vec{\omega}$, плоскость YOZ проводим через ось вращения и центр масс ударной системы - ротор плюс ударные элементы, т.е. $X_C = 0; Y_C = d \neq 0; Z_C \neq 0$ (рисунок 1) [1, с.45-50].

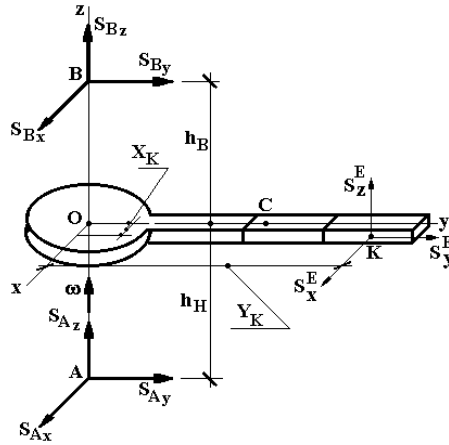


Рисунок 1 - Схема к расчету дробильной установки с вертикальным валом

Для определения оптимального расположения ударных элементов с целью снижения ударных нагрузок (расстояния от оси вращения дробилки до точки приложения внешнего ударного импульса) рассмотрим динамику работы роторных дробилок ударного действия с вертикальным расположением вала. При вращении вала с ударными элементами (билами) с некоторой угловой скоростью в результате столкновения бил с кусками щебня происходит удар. Этот удар вызывает появление в опорных точках ударных реакций, а опоры ротора испытывают ударные давления. Действие ударных сил на опоры может вызвать их повреждение.

Определим условия, при которых опоры вращающегося вала с ударными элементами, соударяющимися с кусками щебня, не испытывают действия ударных сил, либо их действие незначительно.

Принятую систему осей, связанную с вращающейся ударной системой, считаем неподвижной, т.к. перемещением ударного элемента за время удара ввиду его незначительности пренебрегаем.

Действующий на ударный элемент в точке К с координатами $(X_K; Y_K; Z_K)$ ударный импульс \vec{S} раскладываем на составляющие: $\vec{S}_X, \vec{S}_Y, \vec{S}_Z$ [3-4]. Обозначаем расстояние от опор А и В до плоскости ХОУ через h_H и h_B . Разложим на составляющие ударные импульсы \vec{S}_A и \vec{S}_B , приложенные к системе в опорных точках А и В: $\vec{S}_{Ax}, \vec{S}_{Ay}, \vec{S}_{Az}$ и $\vec{S}_{Bx}, \vec{S}_{By}$. Результатом соударения ударного элемента с

частицей материала является изменение скорости центра масс ударной системы и изменение ее кинетического момента.

Изменение скорости центра масс ударной системы определяем системой трех уравнений

$$\begin{cases} m \cdot u_{CX} - m \cdot v_{CX} = \sum S_{ix}^E; \\ m \cdot u_{CY} - m \cdot v_{CY} = \sum S_{iy}^E; \\ m \cdot u_{CZ} - m \cdot v_{CZ} = \sum S_{iz}^E, \end{cases} \quad (1)$$

а изменение кинетического момента относительно неподвижной точки O опишем системой уравнений

$$\begin{cases} L_X - L_X^{(O)} = \sum M_X(\vec{S}_i^E); \\ L_Y - L_Y^{(O)} = \sum M_Y(\vec{S}_i^E); \\ L_Z - L_Z^{(O)} = \sum M_Z(\vec{S}_i^E) \end{cases} \quad (2)$$

Угловая скорость за время удара изменится от ω_O до ω .

Вращательная скорость центра масс ударной системы (точка C) параллельна оси X и направлена противоположно направлению этой оси: до удара ее значение $V_C = \omega_O \cdot d$; после удара $u_C = \omega \cdot d$; (d - расстояние до центра масс системы).

Проекции вектора угловой скорости ударной системы на оси координат:

до удара - $\omega_{OX} = 0; \omega_{OY} = 0; \omega_{OZ} = \omega_O$;

после удара - $\omega_X = 0; \omega_Y = 0; \omega_Z = \omega$.

Кинетические моменты ударной системы относительно координатных осей определяем по формулам

$$\begin{cases} L_X^{(O)} = -I_{ZX} \cdot \omega_O; L_Y^{(O)} = -I_{YZ} \cdot \omega_O; L_Z^{(O)} = I_Z \cdot \omega_O; \\ L_X = -I_{ZX} \cdot \omega; L_Y = -I_{YZ} \cdot \omega; L_Z = I_Z \cdot \omega, \end{cases} \quad (3)$$

где I_Z - момент инерции ударной системы относительно оси Z;

I_{ZX} , I_{YZ} - центробежные моменты инерции системы относительно осей Z, X и осей Y, Z.

Подставим значения проекций скорости центра масс ударной системы (точка C) и кинетических моментов ударной системы в левые части уравнений (1) и (2), а в правые части этих уравнений – проекции всех внешних ударных импульсов. Опуская промежуточные преобразования, получим координаты точки соударения: координата

X_K может иметь любую величину (горизонтальные размеры била не влияют на повышение нагрузки на опоры), координаты Y_K и Z_K должны иметь значения:

$$Y_K = \frac{I_Z}{m \cdot d}; \quad Z_K = \frac{I_{YZ}}{m \cdot d}. \quad (4)$$

Из совокупности параллельных осей, ось, проходящая через центр масс тела, характеризуется наименьшим моментом инерции (теорема Штайнера о зависимости моментов инерции тела относительно параллельных осей, одна из которых проходит через центр тяжести), можно записать $I_Z = I_{CZ} + m \cdot d^2$, поэтому выражение для Y_K из (4) можно переписать:

$$Y_K = \frac{I_{CZ}}{m \cdot d} + d, \quad (5)$$

соответственно, $Y_K > d$.

Это значит, что проекция точки К (точки приложения внешнего ударного импульса) на плоскость YOZ должна находиться от оси вращения дальше, чем центр масс С ударной системы.

Таким образом, мы получили необходимые условия отсутствия реактивных ударных импульсов на ось вращения, а именно:

- внешний ударный импульс должен быть направлен перпендикулярно к плоскости, проведенной через центр тяжести и ось вращения Oz ($S_y = S_z = 0$);
- центробежный момент инерции вращающегося тела относительно оси вращения и оси, проходящей через ось вращения тела и его центр тяжести, должен быть равен нулю ($I_{yz} = 0$);

• две координаты точки приложения внешнего ударного импульса определяются формулами: $Y_K = \frac{I_{Cz}}{m \cdot d} + d$; $Z_K = \frac{I_{YZ}}{m \cdot d}$; третья координата может быть взята произвольно.

На производительность дробилки существенно влияют условия подачи исходного материала и его крупность. Наибольшая производительность дробильной установки достигается при такой загрузке, когда в зону работы ударных элементов постоянно подается исходный материал. Однако, при этом в загрузочном окне может накапливаться исходный материал, приводя к неритмичной работе дробилки. Крупность исходного материала не должна превышать значения, при которых происходит затрудненное перемещение материала в камере, возможно заклинивание камней и образование

свода. На стадии предварительного расчета производительность можно определить по формуле

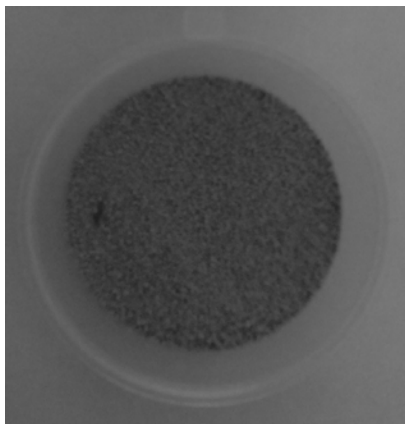
$$Q = 3600 \cdot \gamma_m \cdot A \cdot V \cdot K_m \cdot K_k, \quad (6)$$

где γ_m – плотность материала, т/м³;

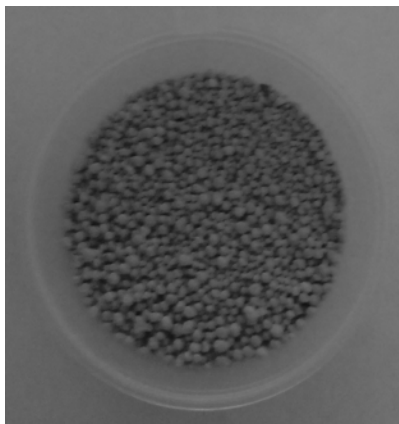
$A = \frac{\pi \cdot (D - d)^2}{4}$ – площадь истечения материала в камере дробления, м²;

$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{120} \cdot (1 + K_1)$ – линейная скорость ударных элементов, м/с;

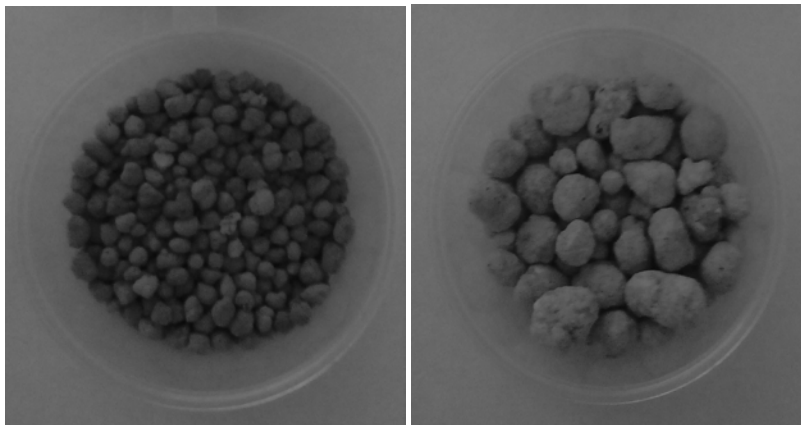
Внешний вид пеностеклокерамики на основе белорусского трепела.
Последовательность технологических операций по производству была изложена в монографии Б.К.Демидовича [5] и в целом сохранилась в неизменном виде до настоящего времени, глубокая химическая переработка описана в [6], поэтому в данной работе рассматриваться эти вопросы подробно не будут. Разработана «сухая» технология получения гранулированной пеностеклокерамики различного фракционного состава, внешний вид пеностеклокерамики показан на рисунке 2.



фракция 0,25 – 1,0 мм,
плотность 400 кг/м³



фракция 1,0 – 2,5 мм,
плотность 300 кг/м³



фракция 2,5 – 5,0 мм,
плотность 260 кг/м³

фракция 5,0 – 15,0 мм,
плотность 180 кг/м³

Рисунок 2 – Пеностеклокерамика на основе белорусского трепела

Выводы.

В настоящее время исследование и оптимизация составов гранулированной и блочной пеностеклокерамики продолжаются. Завершено строительство промышленной линии по производству трепела. Ведется подбор и оптимизации параметров технологического оборудования.

Получены следующие характеристики пеностеклокерамики:

- фракционный состав вспененного гранулята: 0,25 – 15 мм с возможностью регулирования преобладающей фракции;
- насыпная плотность: 180 – 400 кг/м³;
- прочность на сжатие в цилиндре: 0,5 – 2,5 МПа;
- объемное водопоглощение не более 2%;
- экологичность и пожарная безопасность конечного продукта.

Гранулированная пеностеклокерамика на основе трепела является одним из наиболее эффективных, долговечных и безопасных насыпных теплоизоляционных материалов. Расчетная себестоимость 1 м³ материала может быть уменьшена не менее чем на 20-30% за счет удешевления сырьевой составляющей, сокращения числа и оптимизации технологических операций, оптимального подбора технологического и, в первую очередь, дробильного оборудования. Все указанное создает предпосылки для массового применения белорусской пеностеклокерамики в строительстве.

Список литературы

1. Михальков, Д.В. Обоснование параметров дробилки ударного действия для получения материалов узкофракционного гранулометрического состава: дис. канд. техн. наук : 05.05.04 / Д.В.Михальков. – Мн., 2003. – 186 с.
2. Абушкевич, А.А. Энергосберегающий помольный комплекс для цементного клинкера на основе роторно – цепного предизмельчителя и трубной мельницы: дисс. канд. техн. наук : 05.05.04 / А.А.Абушкевич – Белгород, 2000. – 142 с.
3. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. II. Динамика.: Учеб. для вузов: изд. 5-е, испр.- М.: Высш. шк., 1977.- 532 с.: ил.
4. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики.: Учеб. для машиностроит. и приборостроит. спец вузов. 5-е изд, перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1990. – 607 с.
5. Демидович, Б.К. Производство и применение пеностекла. – Мн.: Наука и техника, 1972. – 304 с.
6. Мелкоян, Р.Г. Аморфные горные породы и стекловарение. – М.: НИИ Природа, 2002. – 266 с.

УДК 678

ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И СТРУКТУРА РЕЗЬБОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ В ДЕТАЛЯХ, ИЗГОТОВЛЕННЫХ МЕТОДАМИ 3D-ПЕЧАТИ

Нефёлов И.С., Баурова Н.И.¹

*1. Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет (МАДИ),*

Количество изделий, полученных методами 3D-печати, возрастает ежедневно. Для соединения деталей, входящих в изделие, используют различные способы, в том числе резьбовые соединения. В данной работе рассмотрены способы получения резьбовых поверхностей на деталях, изготовленных методом FDM печати.

Ключевые слова: аддитивные технологии, 3D принтеры, FDM технология, резьба

FEATURES OF THE MANUFACTURE AND STRUCTURE OF THREADED SURFACES IN PARTS MANUFACTURED BY 3D PRINTING METHODS

Nefelov I.S., Baurova N.I.¹

1. Moscow Automobile and road construction state technical university

The number of products obtained by means of 3D-printing, increases daily. To connect the parts included in the product, using various methods,

including the threaded connection. This paper discusses methods for producing threaded surfaces on parts fabricated by printing FDM.

Keywords: additive technology, 3D printers, FDM technology, thread

Одним из способов соединения деталей в узлах и механизмах является сборка при помощи резьбовых соединений. Существуют различные типы резьб: метрические, дюймовые, трубные, упорные, конические, трапецеидальные и другие. Наиболее распространенными являются метрические резьбы. Получают резьбовые поверхности нарезкой ручным инструментом и на станках, накаткой, фрезерованием, литьем, а также выдавливанием.

В настоящее время широкое распространение приобретают аддитивные технологии [1-3]. В связи с этим в работе рассматривается возможность получения резьб в деталях, изготовленных методами 3D-печати. В качестве технологии изготовления напечатанных изделий было выбрано моделирование путем послойного наплавления нити (Fused deposition modeling (FDM)). Сравниваются два способа: нарезание резьбы ручным резьбовым инструментом (метчики и плашки) на напечатанной заготовке и печать деталей с изначально смоделированными резьбовыми поверхностями на внутренних и наружных цилиндрических поверхностях.

Для предварительного создания 3D-моделей использовалась САПР КОМПАС-3D, в которой были смоделированы образцы заготовок для последующего нарезания резьбы (цилиндры и втулки), а также модели с внутренними и наружными резьбовыми поверхностями. Размеры моделей, изготовленных в ходе эксперимента, представлены в таблице 1. Модели образцов I и II были смоделированы изначально с резьбовыми поверхностями, а модели III и IV предназначены для нарезания резьбы. Размеры стержней и отверстий под нарезание резьбы были выбраны в соответствии с ГОСТ 11709-81. На рисунке 1 представлен общий вид моделей.

Таблица 1 - Геометрические размеры моделей

№	Тип исполнения	d, мм	P, мм	d ₁ , мм	D ₁ , мм	l, мм	b, мм	S, мм	z*45°
1	I	6	1,0	-	-	20	15	-	1
2		8	1,25	-	-	20	15	-	1,6
3		14	2,0	-	-	20	15	-	2,0
4	II	6	1,0	-	-	20	-	10	1
5		8	1,25	-	-	20	-	13	1,6
6		14	2,0	-	-	20	-	21	2,0
7	III	6	1,0	6	-	20	-	-	-

8		8	1,25	8	-	20	-	-	-
9		14	2,0	14	-	20	-	-	-
10	IV	6	1,0	-	4,95	20	-	10	-
11		8	1,25	-	6,7	20	-	13	-
12		14	1,5	-	11,9	20	-	21	-

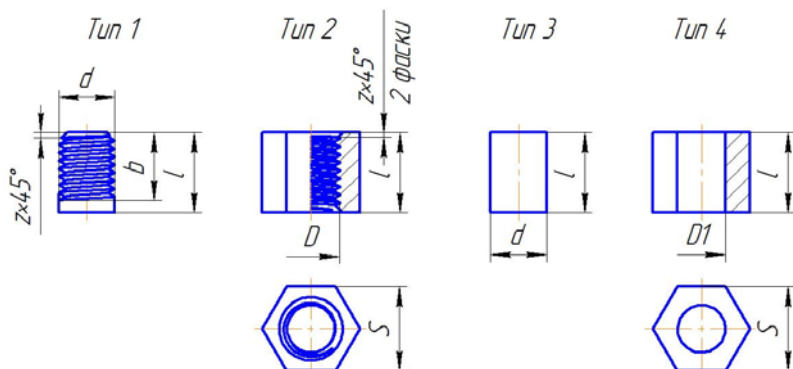


Рисунок 1 – Эскизы моделей. d – номинальный диаметр резьбы; P – шаг резьбы; d_1 – диаметр стержня под нарезание резьбы; D_1 – диаметр отверстия под нарезание резьбы; l – высота детали; b – длина резьбовой части; S – размер под ключ; e – диаметр описанной окружности; z – фаска;

Учитывая широкое распространение в машиностроительной отрасли ABS пластика из-за его хороших физико-механических свойств (износостойкости, ударпрочности, масло и бензостойкости), он является оптимальным материалом для проведения данного исследования.

Выбор режима 3D-печати осуществлялся в программном обеспечении (ПО) 3D принтера. В исследовании обработка моделей проводилась в ПО Repetier-Host применительно к техническим характеристикам 3D принтера Magnum Creative 2 PRO.

Важное значение имеет расположение 3D-модели относительно системы координат принтера. При наличии нависающих поверхностей необходимо обеспечить генерацию поддерживающих структур. Их использование позволяет получить нависающие поверхности сложной геометрической формы, но при этом снижается качество поверхности детали, соприкасающейся с материалом поддержек. В данном исследовании модели расположили таким образом, чтобы их основная ось была перпендикулярна плоскости печатного стола. При таком расположении одна из граней треугольного профиля резьбы является нависающей поверхностью. Для компенсации возможного провисания

слоев при печати без поддерживающих структур была выбрана высота слоя печати в 0,09 мм, а также включен обдув печатаемой детали. Ключевые параметры печати приведены в таблице 2.

Таблица 2 - Технологический режим 3D печати образцов

Параметр	Значение
<u>Скоростной режим</u>	
Скорость печати:	30 мм/сек
<u>Температурный режим</u>	
Температура печати:	235 °С
Температура подогрева стола:	105 °С
Охлаждение:	да
<u>Структурный режим</u>	
Высота слоя:	0,09 мм
Заполнение:	100%, концентрические линии
Модификатор подачи:	90 %
Поддержка:	нет
Диаметр сопла:	0,4 мм

При обработке пластмасс резанием следует учитывать, что чистый ABS пластик значительно отличается от наполненного по своим свойствам [4-5]. По мнению ряда ученых [5-8] для резбонарезания в пластмассовых изделиях необходимо применять специальный инструмент и особые режимы. Это позволит уменьшить трение режущих кромок инструмента о поверхности заготовки, а также компенсировать упругие явления, возникающие в материале при резании. Конкретные требования приведены в специализированной литературе [2-3].

В результате эксперимента были получены следующие изделия, общий вид которых представлен на рисунке 2.

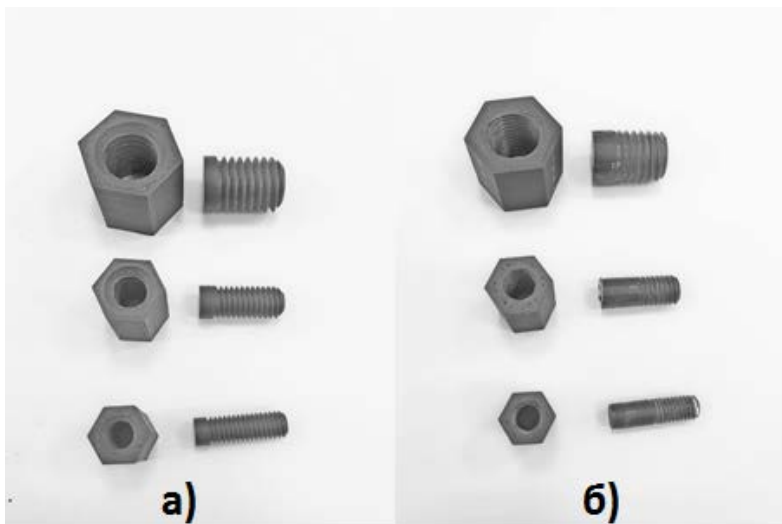


Рисунок 2 – Общий вид моделей с резьбовыми поверхностями, полученными: а) путем 3D-печати; б) путем нарезания ручным резьбовым инструментом

Для более подробного изучения полученных резьбовых поверхностей, модели были осмотрены под лабораторным микроскопом (рис.3, рис. 4).

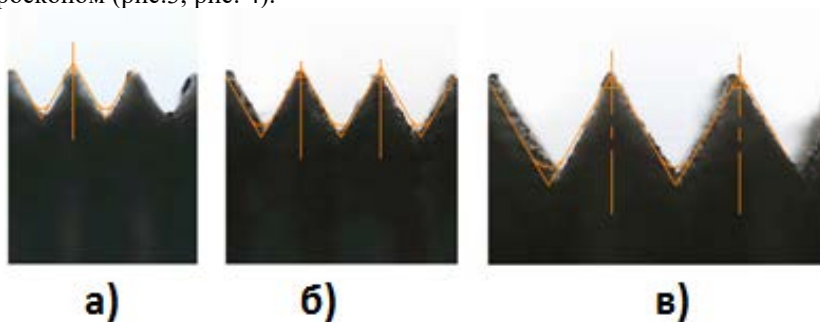


Рисунок 3 – Теоретический и напечатанный профили резьбы: а) М6х1; б) М8х1,25; в) М14х2

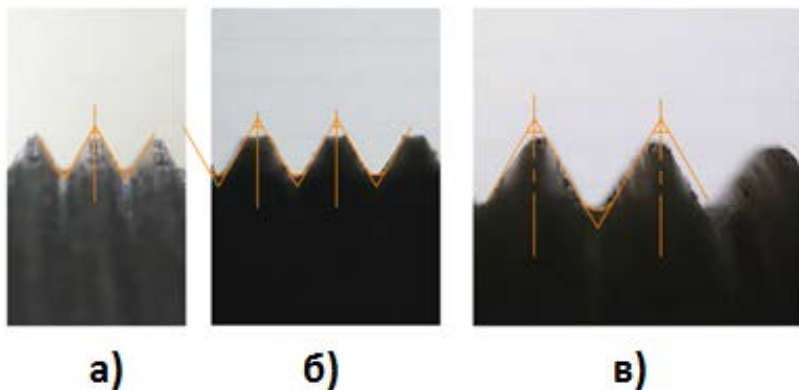


Рисунок 4 – Теоретический и нарезанный профили резьбы:
а) М6х1; б) М8х1,25; в) М14х2

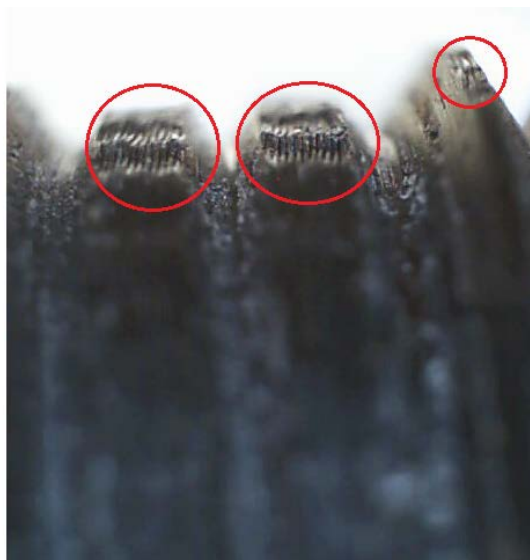
Резьбовые поверхности, полученные путем 3D-печати, свинчиваются без особых усилий, но при этом обладают рядом недостатков. После проведенных наблюдений выяснилось, что так как ABS пластик характеризуется объемной усадкой, то это влияет на геометрические параметры резьбы. Чем больше шаг резьбы, тем больше отклонения. Это четко видно на рисунке 3: при шаге резьбы $P=1$ (рис.3, а), профиль резьбы соответствует номинальному, при $P=2$ (рис.3, в) происходит смещение профиля резьбы на величину термической усадки пластика. Помимо этого проявляется такой дефект, как провисание пластика на вершинах профиля резьбы вследствие расположения детали при печати.

Для нарезанных резьбовых поверхностей будут справедливы следующие выводы. При нарезании сохраняется шаг резьбы независимо от его величины. Профиль резьбы совпадает с номинальным за исключением вершин резьбы. Данное отклонение может быть вызвано следующими причинами:

1. Температурными деформациями материала заготовки (рис.5, а);
2. Охрупчиванием поверхностных слоев материала заготовки (рис.5, б).



а)



б)

Рисунок 5 – Причины, влияющие на неполную высоту профиля нарезанной резьбы:

а) термическая усадка материала детали; б) охрупчивание поверхностного слоя детали

При визуальном осмотре было выявлено наличие повреждения резьбы в виде рванин по профилю резьбы, образовавшихся при нарезке резьбы. Также, требуется значительно большее усилие (по сравнению с напечатанными образцами) закручивания.

Согласно полученным данным, можно сделать следующие выводы:

- Создание резьбовых поверхностей в деталях, изготовленных методами 3D-печати, возможно, как при помощи резьбового инструмента, так и путем моделирования профиля резьбы;
- При проектировании детали с резьбовыми поверхностями для 3D-печати следует особое внимание уделять положению оси резьбовой поверхности относительно печатной платформы стола;
- 3D-печать резьбовых поверхностей возможна даже без материала поддержки за счет малой величины слоя печати;
- Нарезание резьбы ручным инструментом в деталях, изготовленных методами 3D-печати, требует особого внимания, так

как в случае незначительного нарушения режима резания появляются дефекты.

В целом изготовление резьбовых поверхностей методами 3D-печати является более перспективным по сравнению с процессами резания. Становится возможным получить резьбу в сложно доступных местах без применения специального инструмента. Необходимо предусматривать настройку печати таким образом, чтобы зоны детали с резьбами изготавливались с индивидуальным режимом, отличным от режима печати основного материала детали. Это позволит значительно сократить время печати детали.

В дальнейшем необходимо провести измерения по контролю геометрических параметров и параметров шероховатости поверхности, а также прочностные испытания резьбовых соединений, изготовленных на 3D принтере.

Список литературы:

1. Зорин В.А., Полухин Е.В. Аддитивные технологии // СТТ: Строительная техника и технологии. 2016. № 3 (119). С. 54-57.
2. Иванов М.Н., Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. Схиртладзе, Скрябин 8–12-е изд. Испр. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.: ил.
3. Нефёлов И.С. Анализ дефектов деталей, изготовленных методом послойного наплавления нити на 3d-принтере // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2016. № 9. С. 76-80.
4. Нефёлов И.С., Баурова Н.И. Анализ дефектов деталей дорожных машин, изготовленных методами 3d-печати // ИНТЕРСТРОЙМЕХ-2016 (International building technics-2016) Материалы Международной научно-технической конференции. – М.: НИ МГСУ, 2016. С. 204-207.
5. 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.
6. Гриб В.В., Зорин В.А., Жуков Р.В. Многокритериальная оценка технического состояния механизмов и машин (динамика и изнашивание) // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2016. № 6. С. 19-22.
7. Схиртладзе А.Г., Тимирязев В.А. Восстановление изношенных поверхностей отверстий в деталях технологического оборудования // Ремонт, восстановление, модернизация. 2016. №5. С. 3-9.
8. Баурова Н.И., Макаров К.А. Механическая обработка деталей машин из полимерных композиционных материалов // Технология металлов. 2017. №2. С.

УДК 62-522

**ПНЕВМОЯЧЕЙКА ДЛЯ БЕСКОНТАКТНОГО ФОРМОВАНИЯ
ПОМАДНЫХ КОНФЕТНЫХ МАСС**

Носов О.А.¹, Ткаченко Е.С.¹, Толстоуцкий С.М.¹

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

Проблема переработки легкодеформируемых полуфабрикатов является актуальной для пищевой промышленности. Решением является реализация бесконтактного способа отливки и формования помадных конфетных масс. В данной статье описаны конструкции и принцип действия пневмоячеек для формования помадных конфетных масс. Перечислены преимущества использования данных пневмоячеек.

Ключевые слова: бесконтактное формование, конфетная масса, пневмоячейка, вязко-пластичная масса, формование.

**PNEUMONUCLEAR FOR THE CONTACT FORMATION OF
FASHION CANDY MASS**

Nosov OA.¹, Tkachenko E.S.¹, Tolstolutsy SM¹

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

The problem of processing lightly deformed semi-finished products is relevant for the food industry. The solution is the implementation of a non-contact method for casting and molding fondant candy masses. This article describes the design and operation of pneumatic cells for molding fondant candy masses. The advantages of using these pneumocells are listed.

Key words: contactless molding, candy mass, pneumocell, viscous-plastic mass, molding.

Технологии пищевой отрасли часто связаны с переработкой легкодеформируемых полуфабрикатов, обладающих повышенной адгезионной способностью, а качество готовой продукции определяется во многом необходимостью формообразования в падающем режиме. Материальные затраты, направленные на предотвращение налипания полуфабриката на рабочие органы сопоставимо с общими затратами на производство готовой продукции. Данная проблема актуальна при формовании корпусов помадных конфет. На сегодняшний день единственным способом устранения контакта с изделием в процессе изготовления является создание под его опорной поверхностью газового буферного слоя, т.е.

бесконтактное формование.

Для реализации бесконтактного способа отливки, формования и охлаждения помадных молочных конфетных масс была предложена принципиально новая конструкция пневмоячейки [1].

Пневмоячейка для бесконтактного формования и охлаждения молочных помадных конфетных масс, изображенная на рис. 1 представляет собой пневматическую камеру 2, образованную стенками корпуса 1 и рабочей поверхностью пневмоячейки, состоящей из двух пористых или перфорированных пластин 3 и 4, одна из которых жестко закреплена в корпусе 1, а вторая - подвижна в вертикальной плоскости, между ними засыпаны сферические зерна из упругого материала 5. Давление в камере поддерживается с помощью перепускного клапана 6, настроенного на давление при максимальном расходе воздуха в питающем тракте.

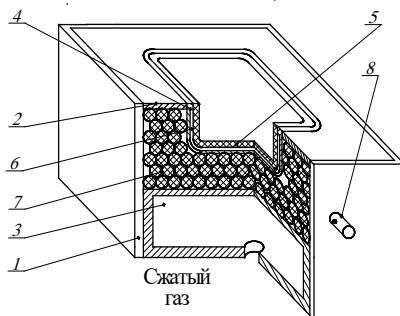


Рисунок 1 – Пневмоячейка для бесконтактного формования вязко-пластичных масс: 1 – корпус; 2 – пластина из сплошного материала; 3 – пневмокамера; 4 – перфорированная перегородка; 5 – пористая ячейка; 6 – зазор; 7 – зерна из упругого материала; 8 – перепускной клапан

Принцип действия пневмоячейки основан на регулировании расхода газа при изменении порозности зернистого слоя за счет перемещения одной из пластин.

Пневмоячейка работает следующим образом. Сжатый газ, поступая в пневматическую камеру 1 и проходя через рабочую поверхность, образует прослойку, на которой необходимо удерживать конфетную массу, при этом устанавливается пленочное течение сплошной среды, и помадная молочная конфетная масса с температурой 60-84⁰С дозатором отливается на несущую прослойку, принимая форму пневмоячейки.

Расход воздуха регулируется путём сжатия пластин, тем самым регулируется интенсивность теплообмена. Воздух одновременно

охлаждает конфетную массу до заданной температуры. Затем здесь же конфетная масса выстаивается в течение 15-25 мин., после чего отформованные конфеты выгружаются и поступают на следующий этап технологического процесса.

Разработана также и другая конструкция пневмочейки для бесконтактного формования и охлаждения молочных конфетных масс с оперативно регулируемыми характеристиками (рис. 2) [2, 3].

Предложенная пневмочейка представляет собой корпус 1, пластину из сплошного материала 2, жестко закрепленную в корпусе 1 пневмокамеру 3, подвижную в вертикальной плоскости, верхняя стенка которой является перфорированной, перфорированная перегородка 4, повторяющая форму пористой ячейки, крепится в пластине 2, внутри нее закрепляется пористая ячейка 5, имеющая форму отливаемой конфеты. При этом между ячейкой 5 и перфорированной перегородкой 4 сохраняется зазор 6. Между пластиной 2, поверхностью 4 и пневмокамерой 3 засыпаны сферические зерна из упругого материала 7. Давление в камере поддерживается с помощью перепускного клапана 8, настроенного на давление, при котором устанавливается максимальный расход газовой среды в питающем тракте.

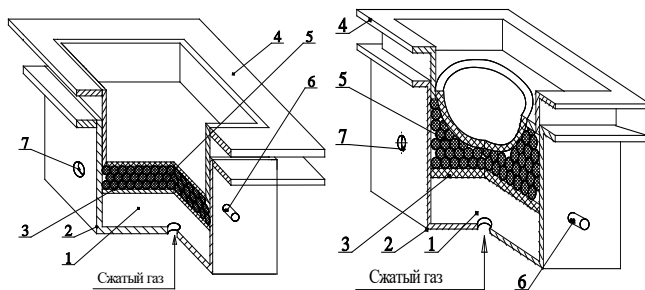


Рисунок 2 – Пневмочейка для бесконтактного формования вязко-пластичных масс: 1 – корпус; 2 – пневмокамера; 3, 4 – пластины; 5 – слой упругих сферических зерен; 6 – клапан предохранительный; 7 – измерительное отверстие

Пневмочейка для бесконтактного формования и охлаждения помадных конфетных масс с оперативно регулируемыми расходно-перепадными характеристиками действует следующим образом.

Сжатый газ температурой 18-20°C, поступая в пневмокамеру 3, проходит через верхнюю перфорированную стенку, слой сферических зерен из упругого материала, затем равномерно распределяясь в зазоре

между перфорированной перегородкой 4 и ячейкой 5, проходит через нижнюю и боковые стенки ячейки из пористого материала, при этом устанавливается пленочное движение газовой среды. Конфетная масса с температурой 65-72°C дозатором отливается на тонкий газовый буферный слой, принимая форму ячейки, при этом тонкий газовый буферный слой образуется как между нижними поверхностями корпуса конфеты и ячейки, так и между боковыми. При загрузке конфетной массы расход газа больше, чем при удержании, поэтому расстояние между пневмокамерой 3 и перфорированной перегородкой 4 максимальное. После загрузки расстояние между ними уменьшается, и расход газа через слой сферических зерен из упругого материала уменьшается до значения необходимого для удержания корпуса конфеты. Далее происходит выстойка корпуса конфеты, в результате чего происходит охлаждение и кристаллизация конфетной массы, затем отформованные конфеты выгружаются и поступают на следующий этап технологического процесса.

Основным преимуществом пневмоячейки для бесконтактного формирования и охлаждения помадных конфетных масс с оперативно регулируемыми расходно-перепадными характеристиками является отсутствие контакта конфетной массы с рабочей поверхностью ячейки при ее отливке и выстойке, что позволяет повысить качество готовой продукции и снизить до минимума выход бракованных изделий.

Список литературы

1. Носов, О.А. Новый способ отливки корпусов конфет / О. А. Носов, Е. В. Носова // Материалы четвертой Международной конференции “Кондитерские изделия XXI века”/ Международная промышленная академия, 17-21 марта 2003г. – М.: Пищепромиздат, 2003.-с.153-154.
2. Носов, О.А. О влиянии соплового обдува молочной помадной конфетной массы на качество помадных конфет / О.А. Носов, Е.В. Носова, И.В. Черных // Модернизация существующего и разработка новых видов оборудования для пищевой промышленности. Сб. науч. трудов. Выпуск 13 – Воронеж: ВГТА, 2003 г., С. 74 – 75.
3. Чертов, Е.Д. Пневмоячейка для бесконтактного формирования и охлаждения молочных конфетных масс с оперативно регулируемыми расходно-перепадными характеристиками [Текст] / Е.Д. Чертов, О.А. Носов, Е.В. Носова // Теоретические основы проектирования технологических систем и оборудования автоматизированных производств. Сб. науч. тр.; Воронеж. гос. технол. акад. – Воронеж, 2001. Вып. 4. – С. 138 – 143.
4. Шарапов Р.Р., Бойчук И.П., Агарков А.М., Прокопенко В.С. Уравнение движения взвешенной в воздухе частицы в онцентраторе // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015. №5. - С. 175-179.

УДК 62-522

**МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ
ПРОЦЕССОВ, ПРОТЕКАЮЩИХ В НЕСУЩИХ И
ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ СИСТЕМАХ С ДИСКРЕТНО
ЗАПИТЫВАЕМЫМ БУФЕРНЫМ СЛОЕМ**

Носов О.А.¹, Ткаченко Е.С.¹, Толстолицкий С.М.¹

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

Для стабильной работы несущих и транспортирующих систем с дискретно запитываемым газовым буферным слоем необходимо подобрать оптимальные значения расхода газа и частоты перекрытия питающего сопла. В статье приведены математические модели газодинамических процессов, протекающих в газовом буферном слое. Получено выражение, описывающее изменение толщины несущего газового буферного слоя, образованного под опорной поверхностью легкодеформируемого объекта при его дискретном запитывании.

Ключевые слова: математическое моделирование, газодинамические процессы, транспортирующие системы, газовый буферный слой, легкодеформируемый объект.

**MATHEMATICAL MODELS OF GAS DYNAMIC PROCESSES
OCCURRING IN CARRIER AND TRANSPORT SYSTEMS WITH
DISCRETE-PROOFED BUFFER LAYER**

Nosov O.A.¹, Tkachenko E.S.¹, Tolstolitsky S.M.¹

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

For stable operation of load-bearing and transporting systems with a discrete-feed gas buffer layer, it is necessary to select the optimum gas flow rates and the frequency of overlapping of the supply nozzle. The article presents mathematical models of gas-dynamic processes occurring in the gas buffer layer. An expression is obtained describing the change in the thickness of the carrier gas buffer layer formed under the support surface of an easily deformable object with its discrete power supply.

Key words: mathematical modeling, gas dynamic processes, transporting systems, gas buffer layer, easily deformable object.

В общем случае движение газа в зазоре переменной толщины между двумя поверхностями можно описать системой Навье-Стокса и

уравнением неразрывности [1].

Так как при удержании на газовый буферный слой нетвердого тела толщина газового буферного слоя является функцией не только времени, но и радиуса, то с учетом принятых допущений систему (3.194) можно переписать в следующем виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \frac{\partial V_r}{\partial t} + \rho V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2}; \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r V_r)}{\partial r} = 0; \\ \frac{\partial p}{\partial z} = 0; \\ \frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0. \end{array} \right. \quad (1)$$

Выражение для определения скорости по высоте газового буферного слоя можно записать:

$$V_r = \frac{C_1}{r} (z^2 - hz). \quad (2)$$

Подставляя выражение для распределения скорости по высоте газового буферного слоя (2) в систему (1) и исключая плотность ρ , получаем следующую систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} -\frac{p\rho_a}{p_a} \frac{z C_1}{r} \frac{\partial h}{\partial t} - \frac{p\rho_a}{p_a} \frac{C_1^2}{r} \left(\frac{z^2 - hz}{r} + \frac{z}{r} \frac{\partial h}{\partial r} \right) \times (z^2 - hz) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{2\mu C_1}{r}; \\ \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{C_1}{r} \left((z^2 - hz) \frac{\partial p}{\partial r} + pz \frac{\partial h}{\partial r} \right) = 0. \end{array} \right. \quad (3)$$

Или осредняя по z :

$$\left\{ \begin{array}{l} -\frac{p\rho_a}{p_a} \frac{h}{r} \frac{\partial(hC_1)}{\partial t} - \left(-\frac{h^4 p\rho_a}{30 p_a} \frac{C_1^2}{r} + \frac{h^3 p\rho_a}{12 p_a} \frac{C_1^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{2\mu C_1}{r}; \\ \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{C_1}{r} \left(-\frac{h^2}{6} \frac{\partial p}{\partial r} + p \frac{h}{2} \frac{\partial h}{\partial r} \right) = 0. \end{array} \right. \quad (4)$$

Система (4) является системой двух дифференциальных уравнений в частных производных относительно двух функций: $p(r, t)$ и $h(r, t)$. Ее решение в явном виде аналитически не возможно. Кроме того, решение в таком виде не учитывает реологические свойства

легкодеформируемого объекта, что является значительным недостатком такого подхода к моделированию гидрогазодинамических процессов, происходящих в системе “цилиндрическое сопло – дискретно запитываемый газовый буферный слой – легкодеформируемый объект”.

Рассмотрим отдельный коаксиально расположенный фрагмент легкодеформируемого объекта с площадью опорной поверхности dA , находящегося на газовом буферном слое (рис.). На него действуют следующие силы: сила тяжести цилиндра mg , результирующая сил давления со стороны газового буферного слоя PdA , сила трения между соседними цилиндрами, направленная в сторону, противоположную движению элементарного цилиндра $F_{тр}$.

Выражение для определения силы, действующей на отдельный коаксиально расположенный фрагмент со стороны газового буфера, можно записать:

$$F = -c h. \quad (5)$$

Рассматривая газовый буферный слой под опорной поверхностью легкодеформируемого объекта как систему, обладающую упругими и вязкостными свойствами, можно записать силы, действующие со стороны газового буферного слоя на отдельный фрагмент легкодеформируемого объекта:

$$F = -cz = -2C\dot{z}. \quad (6)$$

Жесткость газового буферного слоя можно определить следующим образом:

$$c = 2p\pi R. \quad (7)$$

Так как давление в газовом буферном слое не является постоянной величиной, то выражение (7) примет вид:

$$c = 2(p_{cp} + \Delta p)\pi R \quad (8)$$

Запишем отклонение давления от стационарного значения, обозначив его как некоторую вынуждающую силу:

$$F_{вс} = \Delta p \pi R z = \frac{\rho Q_{cp}^2}{\eta S_{cp}} \sin(\omega_n t). \quad (9)$$

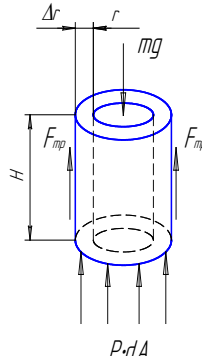


Рисунок 1 – Расчетная схема

Жесткость газового буферного слоя c и отклонение давления Δp изменяются в зависимости от радиуса. Учитывая зависимость давления под опорной поверхностью твердого тела от текущего радиуса, предположим экспоненциальный вид распределения давления в несущем газовом буферном слое под опорной поверхностью легкодеформируемого объекта. Тогда выражения для жесткости газового буферного слоя K_p и вынуждающей силы, обусловленной отклонением давления в газовом буферном слое от стационарного значения за счет изменения расхода газа в газовом буферном слое, можно записать в виде:

$$c = 2 p \pi R \ln \left(\frac{R}{r} \right) \quad (10)$$

$$F_{вс} = \frac{\rho Q_{ср}^2}{\eta S_{ср}} \sin(\omega_n t) \ln \left(\frac{R}{r} \right) \quad (11)$$

На отдельный коаксиально расположенный фрагмент действует также сила трения со стороны соседних фрагментов. Она учитывает реологические свойства легкодеформируемого объекта и обусловлена наличием возникающих при течении легкодеформируемого объекта касательных напряжений:

$$F_{тп} = \tau \pi H . \quad (12)$$

Для определения напряжений сдвига, возникающих в процессе течения, удобно использовать степенной закон Освальда де Вила [2, 3, 4]:

$$\tau = \tau_0 \left| \frac{\dot{\gamma}}{\dot{\gamma}_0} \right|^{n(t)}; \quad (13)$$

или

$$\tau = \frac{r}{2} \frac{dp}{dz}. \quad (14)$$

С учетом (14) выражение (12) можно переписать следующим образом:

$$F_{\text{ТР}} = \frac{2\pi r K}{\Delta r^n} |\dot{z}|^{n(t)} (rH + (r + \Delta r)(H - \Delta H)). \quad (15)$$

Уравнение движения отдельного коаксиально расположенного фрагмента под действием сил со стороны газового буферного слоя и сил, возникающих внутри легкодеформируемого объекта, можно записать следующим образом:

$$m\ddot{z} + C\dot{z} + cz = F_{\text{вс}} + F_{\text{тр}} \quad (16)$$

С учетом (11), (13), (12) и (14) выражение (16) примет вид:

$$\begin{aligned} m\ddot{z} + 2\mu\pi r\dot{z} + p\pi r \ln\left(\frac{R}{r}\right)z = \\ = F_{\text{вс}} \sin\omega t \ln\left(\frac{R}{r}\right) + \frac{2\pi r K}{\Delta r^n} |\dot{z}|^{n(t)} (rH + (r + \Delta r)(H - \Delta H)) \end{aligned} \quad (17)$$

Полученное выражение описывает изменение толщины несущего газового буферного слоя от начального стационарного значения, образованного под опорной поверхностью легкодеформируемого объекта при его дискретном запитывании. Характер зависимости говорит о том, что оно справедливо при значении текущего радиуса $r \neq 0$. Кроме того, решением уравнения является непрерывная периодическая функция $z(t, r)$, возрастающая с увеличением времени t и радиуса r . Таким образом, можно сделать следующий вывод. В зависимости от реологических свойств легкодеформируемого объекта можно подобрать значения расхода газа в газовом буферном слое и частоты перекрытия питающего сопла ω_n , при которых $z(t, r)$ будет принимать минимальные значения.

Список литературы

1. Носов, О.А. Новый способ отливки корпусов конфет / О. А. Носов, Е. В. Носова // Материалы четвертой Международной конференции “Кондитерские изделия XXI века”/ Международная промышленная академия, 17-21 марта 2003г. – М.: Пищепромиздат, 2003.-с.153-154.

2. Носов, О.А. О влиянии соплового обдува молочной помадной конфетной массы на качество помадных конфет / О.А. Носов, Е.В. Носова,

И.В. Черных // Модернизация существующего и разработка новых видов оборудования для пищевой промышленности. Сб. науч. трудов. Выпуск 13 – Воронеж: ВГТА, 2003 г., С. 74 – 75.

3. Чертов, Е.Д. Пневмоэчейка для бесконтактного формирования и охлаждения молочных кондитерских масс с оперативно регулируемым расходно–перепадными характеристиками [Текст] / Е.Д. Чертов, О.А. Носов, Е.В. Носова // Теоретические основы проектирования технологических систем и оборудования автоматизированных производств. Сб. науч. тр.; Воронеж. гос. технол. акад. – Воронеж, 2001. Вып. 4. – С. 138 – 143.

4. Шарапов Р.Р., Бойчук И.П., Агарков А.М., Прокопенко В.С. Уравнение движения взвешенной в воздухе частицы в онцентреграторе // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015. №5. - С. 175-179.

УДК 62-522

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ МЕЛКОСЕРИЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА СТРОИТЕЛЬНОГО ДЕКОРА

Носов О.А.¹, Ткаченко Е.С.¹, Толстоуцкий С.М.¹

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

В статье описан автоматизированный технологический комплекс для мелкосерийного производства строительного декора из гипса с одновременным нанесением на объект красящего вещества.. Описаны его устройство, схема и принцип действия.

Ключевые слова: газовый буферный слой, легкодеформируемый объект, технологический комплекс, автоматизированный комплекс, мелкосерийное производство.

AUTOMATED TECHNOLOGICAL COMPLEX FOR SILVER PRODUCTION OF CONSTRUCTION DÉCOR

Nosov OA.¹, Tkachenko E.S.¹, Tolstolutsky SM¹

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

The article describes an automated technological complex for a small-scale production of a building décor from gypsum with simultaneous application of a colorant to the object. Its device, scheme and principle of operation are described.

Key words: gas buffer layer, easily deformable object, technological complex, automated complex, small-scale production.

Автоматизированный комплекс включает устройство для мелкосерийного производства строительного декора из гипса,

предназначенного для бесконтактного формования декоративных изделий из гипса с одновременным нанесением на поверхность легкодеформируемого объекта красящего вещества и снабщенного системой автоматического управления [1].

Устройство представляет собой корпус 1, состоящий из пневмокамеры 2 и бункера 12 для приготовления гипсового раствора, оборудованного мешалками якорного типа 13 и дозирующим устройством 16 (рис.). Корпус 1 жестко закреплен на станине 18, внутри которой установлена цепная передача 10. Пневмокамера 2 образована поверхностью корпуса 1 и рабочей поверхностью пневмомячейки 3, состоящей из двух пористых или перфорированных пластин, одна из которых 4 (верхняя) профилирована, жестко закреплена в корпусе и снабжена форсунками 17 для нанесения на поверхность формируемого легкодеформируемого объекта красящего вещества, а вторая 5 (нижняя) – подвижна относительно верхней в вертикальной плоскости благодаря системе штоков 8, которые связаны с электродвигателем 9 посредством цепной передачи 10. Между ними засыпаны сферические зерна 6 из упругого материала. Давление в камере поддерживается с помощью перепускного клапана 7, настроенного на давление, соответствующее максимальному расходу газовой среды в питающем тракте. Наличие вентиля 11 позволяет избавляться от образующегося в пневмокамере конденсата, удаляя его самотеком, производить ее очистку и промывку. Красящее вещество для нанесения на поверхность изделия подается в комплекс из емкости 19.

Бункер 12 для приготовления гипсового раствора оборудован мешалками якорного типа 13 и патрубками 15 для подвода горячей и холодной воды.

Валы мешалок соединены с управляемыми электродвигателями 31, частота вращения валов которых плавно регулируется путем изменения напряжения на якоре при постоянном напряжении возбуждения. С помощью датчика числа оборотов устанавливается определенная постоянная частота вращения вала двигателя. В случае возрастания нагрузок на вал электродвигателя (т.е. увеличении вязкости гипсового раствора), в цепи обратной связи схемы управления электродвигателем 33 вырабатывается сигнал, который восстанавливает заданную частоту вращения и одновременно подается на пороговое реле 34, настроенное на определенную вязкость. Датчиком 20 измеряется температура раствора гипса в бункере 12, сигнал с которого подается на вторичный прибор 21. Далее сигналы с датчика и задатчика 23 подаются на регулятор 22, реализующий пропорционально – интегральный закон управления.

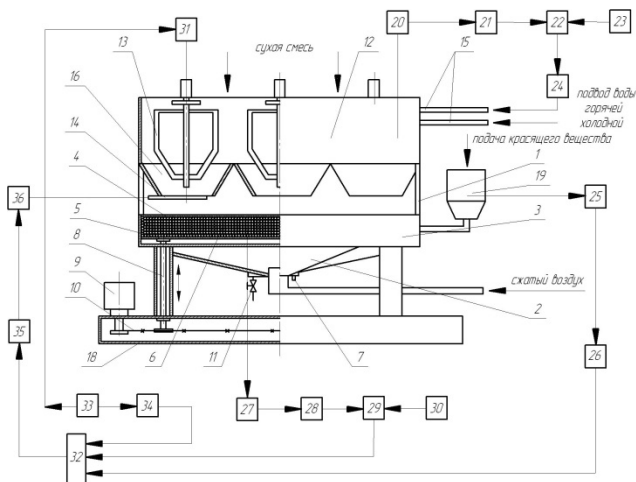


Рисунок 1 – Автоматизированный технологический комплекс для мелкосерийного производства строительного декора из гипса: 1 – корпус; 2 – пневмокамера; 3 – пневмочейка; 4,5 – пластины; 6 – зернистый слой; 7 – перепускной клапан; 8 – шток; 9,31,36 – электродвигатели; 10 – цепная передача; 11 – вентиль; 12 – бункер; 13 – якорные мешалки; 14 – заслонка; 15 – патрубки для подачи воды; 16 – дозирующее устройство; 17 – форсунка; 18 – станина; 19 – емкость с красящим веществом; 20 – температурный датчик; 21,28 – вторичный прибор; 22 – регулятор сигнала; 23,30 – задатчик; 24 – исполнительный механизм; 25 – емкостный датчик уровня; 26 – электронный сигнализатор уровня; 27 – датчик давления; 29 – регулятор; 32 – логический элемент «И»; 33 - схема управления электродвигателем; 34 – пороговое реле напряжения; 35 – магнитный пускатель

В результате их сравнения вырабатывается сигнал управления, который поступает на перекрывающий исполнительный механизм 24. Если температура раствора выше заданного значения (задание температуры устанавливается на задатчике 23), то при помощи исполнительного механизма подача горячей воды снижается, и наоборот.

Наличие красящего вещества контролируется емкостным датчиком уровня 25, далее сигнал идет на вторичный прибор – электронный сигнализатор уровня 26. Давление в пневмокамере измеряется датчиком 27, сигнал с которого поступает на вторичный прибор 28, и далее – на регулятор 29, где происходит его сравнение с сигналом, подаваемом с задатчика 30. Контакты электронного сигнализатора уровня и регулятора подключаются к логическому элементу «И» 32. К нему же подключаются контакты порогового реле

напряжения 34 схемы управления электродвигателем 33. В случае подачи всех сигналов на логический элемент «И» срабатывает магнитный пускатель 35 включения электродвигателя 36 заслонки бункера 14. Если газ не подается (давление в пневмокамере ниже нормы), или в отверстия перфорации верхней пластины попадает гипсовый раствор (давление в пневмокамере выше нормы), сигналы на логический элемент не подаются и открытие заслонки не происходит.

Комплекс работает следующим образом. В бункер загружается раствор из гипса, воды и добавок в необходимых пропорциях. С помощью мешалок он доводится до однородной консистенции, после чего через дозирующее устройство при открытой заслонке попадает на несущую прослойку, образованную за счет истечения воздуха сквозь отверстия перфорации верхней пластины. Как только гипсовый раствор принимает геометрию формирующей поверхности перфорированной и профилированной пластины, происходит кратковременная (3-7 сек.) подача в форсунки красящего вещества, которое диффузионно ложится на поверхность материала. Газовая среда одновременно охлаждает и способствует его более интенсивному затвердеванию. По достижении заданной температуры, которая контролируется встроенными в пневмокамерку терморезисторами, расход газа снижается за счет сжатия пластин, тем самым уменьшается интенсивность теплообмена, так как определенное количество газа постоянной температуры, зависящей от размеров и материалов, используемых для изготовления элементов устройства, подаваемое в единицу времени к поверхности полуфабриката, способно отобрать из объема последнего определенное количество тепла. Затем здесь же, на газовом буферном слое, гипсовое изделие выстаивается в течение 2-5 мин. В конце данного промежутка времени происходит доохлаждение массы до 8-10°C, увеличивается расстояние между пластинами, и расход газа повышается, затем уменьшается при достижении заданной температуры за счет сжатия пластин. Далее отформованное и окрашенное гипсовое изделие выгружается.

Список литературы

1. Патент №2232512 Россия, 7А 23 G 3/12 Устройство для бесконтактного формования и охлаждения помадных конфетных масс. [Текст] / Д. С. Щербаков, Е. Д. Чертов, О. А. Носов, Е. В. Носова. (Россия) – Заяв. 8.02.2003.; Оpubл. 20.07.2004., Бюл. №20.
2. Носов, О.А. Струйный демпфер [Текст] / О.А. Носов, Е.В. Носова, Д.В. Чаплин // Авиакосмические технологии (Воронеж-2002)/ Сборник трудов

третьей международной научно-технической конференции. – Воронеж: ВГТУ, 2002, с.223-224.

3. Носов, О.А. Определение толщины дискретно запитываемой несущей прослойки под поверхностью легкодеформируемого тела [Текст]/ О.А. Носов, Е.В. Носова, Н.В. Хабарова, Ю.С. Витко // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ - 19. [Текст] сб. трудов XIX Международ. науч. конф. В 10 –ти т. Т. 9. Секция 10/ под общ. ред. В. С. Балакирева. – Воронеж. гос. технол. акад., 2006. 48 с.

4. Шарапов Р.Р., Бойчук И.П., Агарков А.М., Прокопенко В.С. Уравнение движения взвешенной в воздухе частицы в онцентрегаторе // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015. №5. - С. 175-179.

УДК 62-522

ПНЕВМОКОНВЕЙЕР ДЛЯ БЕСКОНТАКТНОГО ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ЛЕГКОДЕФОРМИРУЕМЫХ ОБЪЕКТОВ

Носов О.А.¹, Ткаченко Е.С.¹, Толстоуцкий С.М.¹

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

При использовании автоматизированных технологических комплексов пищевой и химической промышленности и производства строительных материалов возникает проблема адгезии вязко-пластичных масс на рабочие органы. Использование устройств с газовым буферным слоем помогает ее решить. Одним из таких устройств является пневмоконвейер для бесконтактного транспортирования легкодеформируемых объектов. В статье описаны устройство и принцип действия такого пневмоконвейера.

Ключевые слова: газовый буферный слой, легкодеформируемый объект, технологический комплекс, автоматизированный комплекс, мелкосерийное производство.

PNEUMOCONVEYER FOR THE CONTACT OF TRANSPORTATION OF LIGHT-DEFLECTABLE OBJECTS

Nosov OA.¹, Tkachenko E.S.¹, Tolstolutsy SM¹

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

With the use of automated technological complexes of food and chemical industry and the production of building materials, the problem arises of the adhesion of viscous-plastic masses to working bodies. Using devices with a gas buffer layer helps to solve it. One such device is a pneumatic conveyor for the non-contact transportation of easily deformable objects. The article describes the device and the operating principle of such

a pneumatic conveyor.

Key words: gas buffer layer, easily deformable object, technological complex, automated complex, small-scale production.

Оснащение автоматизированных технологических комплексов пищевой и химической промышленности и производства строительных материалов устройствами для транспортирования грузов и вязкопластичных масс, рабочим органом которых является газовый буферный слой, позволяет значительно повысить эффективность названных производств за счёт повышения качества готовой продукции, обусловленного мягким, щадящим воздействием газового буферного слоя на полуфабрикат, исключения затрат на борьбу с адгезией последнего, повышения производительности оборудования, сокращения используемых производственных площадей, улучшения санитарно-гигиенической обстановки в цехах.

Примером такого устройства является пневмоконвейер для бесконтактного транспортирования легкодеформируемых объектов (рис.), имеющий перфорированную рабочую поверхность.

Основные части установки - пневматическая питающая камера, имеющая сменную верхнюю поверхность 2 со специальным покрытием, превращающим несущую поверхность установки в контакт электронного сигнального устройства 1, соединяющаяся посредством подводящих штуцеров 5 с источником сжатого воздуха. Пневмокамера имеет коробчатую конструкцию. Роль питающих элементов в данной конструкции играют цилиндрические сопла. Величина расхода газа в питающем тракте регулируется при помощи вентиля 9 и фиксируется ротаметром 8, а давление – манометром 7. Давление в пневмокамере измеряется при помощи манометра той же марки 6.

Устройство включает пневматическую камеру 1, имеющую в вертикальном сечении трапециевидальную форму, промежуточную камеру 2 с верхней перфорированной поверхностью 7, служащей для равномерного распределения потока газа по сечению пневмокамеры 1, коробчатые борта 3 с перфорированными боковыми поверхностями, несущую перфорированную поверхность 4, проницаемую для газа перегородку 5.

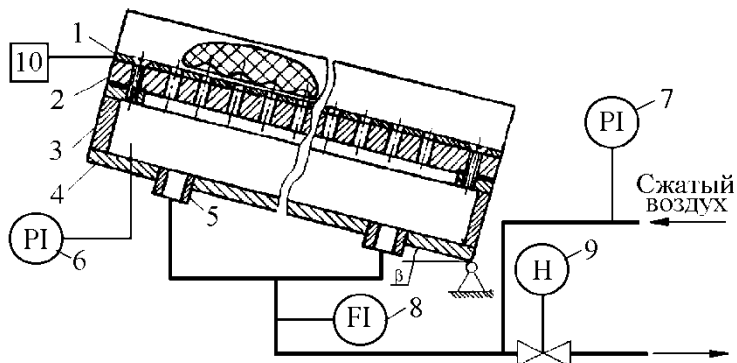


Рисунок 1 – Устройство для бесконтактного транспортирования легкодеформируемых объектов: 1 - контакт электронного сигнального устройства;

- 2 - сменная верхняя поверхность корпуса пневмокамеры; 3 - боковая стенка пневмокамеры; 4 - днище пневмокамеры; 5 - подводящие штуцеры; 6, 7 - манометры; 8 - ротаметр; 9 - вентиль; 10 - электронное устройство сигнализации

В верхней части боковых стенок пневмокамеры 1 расположены подводящие каналы 8, соединенные с корычбатыми бортами 3. Внутренний объем пневматической камеры 1 частично заполняется сферическими зернами 6, размер которых меньше размеров отверстий перфорации несущей перфорированной поверхности 4. Давление в камере поддерживается с помощью перепускного клапана (на рисунке не показан), настроенного на давление, при котором устанавливается максимальный расход газовой среды в питающем тракте.

Основными преимуществами устройств для удержания и транспортирования легкодеформируемых объектов являются снижение затрат на производство пневматических устройств, обусловленное применением для изготовления их рабочих поверхностей недорогих материалов; исключение повышенных требований к точности изготовления; улучшение эксплуатационных характеристик оборудования, выраженное в снижении требований к точности соблюдения режимов подачи сжатого газа [1, 2].

Список литературы

1. Носов, О.А. Новый способ отливки корпусов конфет / О. А. Носов, Е. В. Носова // Материалы четвертой Международной конференции "Кондитерские изделия XXI века" / Международная промышленная академия, 17-21 марта 2003г. – М.: Пищепромиздат, 2003.-с.153-154.

2. Носов, О.А. О влиянии соплового обдува молочной помадной конфетной массы на качество помадных конфет / О.А. Носов, Е.В. Носова, И.В. Черных // Модернизация существующего и разработка новых видов оборудования для пищевой промышленности. Сб. науч. трудов. Выпуск 13 – Воронеж: ВГТА, 2003 г., С. 74 – 75.

3. Чертов, Е.Д. Пневмокачка для бесконтактного формования и охлаждения молочных конфетных масс с оперативно регулируемыми расходно–перепадными характеристиками [Текст] / Е.Д. Чертов, О.А. Носов, Е.В. Носова // Теоретические основы проектирования технологических систем и оборудования автоматизированных производств. Сб. науч. тр.; Воронеж. гос. техн. акад. – Воронеж, 2001. Вып. 4. – С. 138 – 143.

4. Шарапов Р.Р., Бойчук И.П., Агарков А.М., Прокопенко В.С. Уравнение движения взвешенной в воздухе частицы в онцетеграторе // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015. №5. - С. 175-179.

УДК 625.768.5

МАНИПУЛЯТОР ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ВИЛЬЧАТЫМ ХВАТОМ

Носов О.А., Толстолицкий С.М., Ткаченко Е.С.¹

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

В связи с тем, что транспортно-технологические системы имеют слабую энерговооруженность, одним из ключевых факторов использования той или иной конструкции манипуляторов является энергоэффективность. В настоящее время используют клещевыехваты имеющие сложную конструкцию и высокие энергозатраты. Предлагается вильчатый хват имеющий более простую конструкции, с числом подвижностей менее шести, значительно дешевле в изготовлении и эксплуатации.

Ключевые слова: манипулятор, транспортно-технологическая система, вильчатый хват

MANIPULATOR OF VEHICLE TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL SYSTEM

Nosov O.A.¹, Tolstolitsky S.M.¹, Tkachenko E.S.¹

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

Due to the fact that transport-technological systems affect energy efficiency. At the present time, tick grips are used, having a complex design and high energy costs. A fork grip with a simpler design, with a limited time of more than six, is

offered, it is much cheaper to manufacture and operate.

Key words: manipulator, transport-technological system, fork grip.

Манипулятор – совокупность пространственного рычажного механизма и системы приводов, осуществляющая под управлением программируемого автоматического устройства или человека-оператора действия (манипуляции), аналогичные действиям руки человека.

Исполнительным органом автоматических наземных транспортно-технологических минисистем являются в основном манипулятор.

Манипулятор автоматической наземной транспортно-технологической минисистемы по своему функциональному назначению должен обеспечивать движение выходного звена и, закрепленного в нем, объекта манипулирования в пространстве по заданной траектории и с заданной ориентацией. Для полного выполнения этого требования основной рычажный механизм манипулятора должен иметь не менее шести подвижностей, причем движение по каждой из них должно быть управляемым. Манипулятор с шестью подвижностями является сложной автоматической системой. Эта система сложна как в изготовлении, так и в эксплуатации. Поэтому в реальных конструкциях манипуляторов часто используются механизмы с числом подвижностей менее шести. Наиболее простые манипуляторы имеют три, реже две, подвижности. Такие манипуляторы значительно дешевле в изготовлении и эксплуатации, но предъявляют специфические требования к организации рабочей среды. Эти требования связаны с заданной ориентацией объектов манипулирования относительно механизма минисистемы. Поэтому оборудование должно располагаться относительно такой минисистемы с требуемой ориентацией.

Предлагается вильчатый хват, позволяющий к материалу поворачиваться до угла захвата. Неустойчивость равновесия компенсируется культурой веса

Манипулятор состоит из нескольких звеньев кинематических пар с поступательными и угловыми перемещениями, снабжённых приводом. На последнем звене механизма присутствует рабочий орган в виде захватывающего устройства. В настоящее время в роботах используются приводы различных типов, например, пневматические, электрические, гидравлические и т.д. Число подвижных звеньев представленного манипулятора: $n=4$.

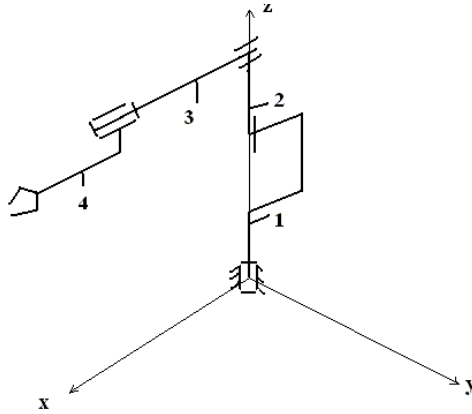


Рисунок 1 – Схема манипулятора

В статье рассматривается манипулятор, в состав кинематической цепи которого входят 4 звена и 4 кинематические пары механизма с двумя вращательными и с двумя поступательными кинематическими парами.

Первая кинематическая пара – поступательная, число степеней свободы $N=1$, число условий связи $S=6-N=6-1=5$. Следовательно первая кинематическая пара 5 класса.

Вторая кинематическая пара – вращательная, число степеней свободы $N=1$, число условий связи $S=6-N=6-1=5$. Следовательно вторая кинематическая пара 5 класса.

Третья кинематическая пара – поступательная, число степеней свободы $N=1$, число условий связи $S=6-N=6-1=5$. Следовательно третья кинематическая пара 5 класса.

Четвертая кинематическая пара – вращательная, число степеней свободы $N=1$, число условий связи $S=6-N=6-1=5$. Следовательно четвертая кинематическая пара 5 класса.

Основу конструкции кранов-манипуляторов составляют пространственные механизмы со многими степенями свободы. Краны-манипуляторы предназначены для работы в сферах, где применение рабочей силы человека не целесообразно. За сходство во внешнем виде с человеческой рукой, рабочий орган крана-манипулятора (как и любого другого манипулятора) называют механической рукой. Кран-манипулятор состоит из привода, устройства управления, механической руки и устройства-захвата. Управление производится человеком-оператором через пульт управления.

В качестве привода может использоваться электрический (на

основе двигателя постоянного тока.

Расчет звеньев на прочность начинаем с последнего звена манипулятора, так как масса самих звеньев еще не определена.

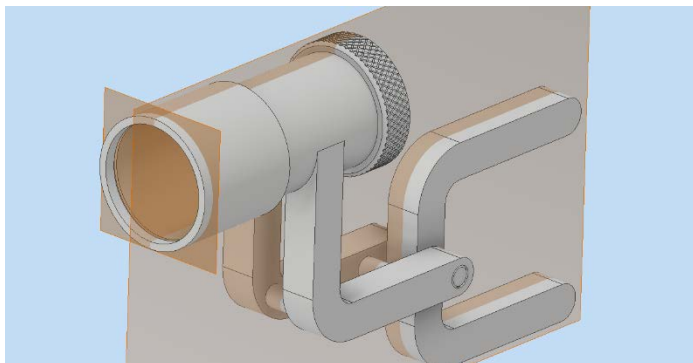


Рисунок – 2 Последние звено манипулятора

Каждое, отдельно взятое звено можно рассматривать как балку с криволинейной или прямолинейной осью, закрепленную консольной. Следовательно, в заделке может возникнуть от трех (плоский случай, две силы и один момент) до шести (пространственный случай, три силы и три момента) реакций.

Расчет звена 4.

$$m_{\text{тр}} = 0,755 \text{ кг};$$

$$g = 9,8 \text{ Н/кг};$$

$$P_{\text{тр}} = 0,755 \cdot 9,8 = 7,399 \text{ Н};$$

$$\sum F_z = 0 \cdot R_4 - R_{zp} = 0;$$

$$R_4 = P_{zp} = 7,399 \text{ Н};$$

$$\sum M_E = 0: -M_P + P_{zp} \cdot l_4 = 0;$$

$$M_P = P_{zp} \cdot l_4 = 7,399 \cdot 0,2 = 1,4798 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Находим момент сопротивления из условия прочности:

$$W_p = \frac{M_P n}{[\sigma]}, \quad (1)$$

где: n - коэффициент запаса прочности, $n=10$, так как определяющим фактором, в конечном итоге, является жесткость руки манипулятора;

$[\sigma]$ - допускаемые напряжения, для алюминия $[\sigma]=20$ МПа.

$$W_{\rho} = \frac{1,47 \cdot 10^3 \cdot 10}{20} = 735 \text{ мм}^3 \quad (2)$$

Исходя из условий работы (вращение вокруг оси X на 360^0) наиболее предпочтительным является сечение в виде кольца, представленное на рисунке 3.

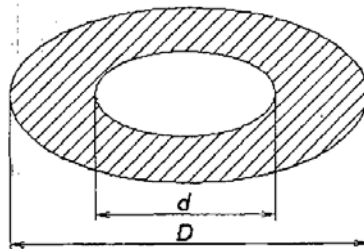


Рисунок 3 – Кольцевое сечение

Для кольцевого сечения имеем:

$$W_{\rho} = \frac{\pi}{32} D^3 \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right), \quad (3)$$

где: D - диаметр наружного цилиндра;

d - диаметр отверстия;

D_1 - диаметр втулки.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 W_{\rho}}{\pi \left(1 - \left(\frac{D}{D_1} \right)^4 \right)}}; \quad (4)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 735}{3,14159 \cdot (1 - 0,57^4)}} = 20,30 \text{ мм}$$

Принимаем $D=40$ мм, тогда $d=20,3$ мм.

Масса звена равна

$$m = V \cdot \gamma = \frac{\pi}{4} D^2 \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right) \cdot (l_4 + l'_4) \cdot \gamma, \quad (5)$$

γ - удельный вес алюминия, $\gamma=0,0027$ гр/мм³ ($2,7 \cdot 10^{-6}$ кг/мм³).

$$m = \frac{3,14159}{4} \cdot 40^2 \left(1 - 0,50^2 \right) \cdot (200 + 100) \cdot 0,0000027 = 0,755 \text{ кг}$$

Распределенная нагрузка от веса звена

$$q_4 = \frac{m_4 \cdot g}{l_4 + l'_4} = \frac{0,755 \cdot 9,8}{0,2 + 0,1} = 24,66 \text{ Н/м}$$

Пересчитываем звено 4 с учетом распределенной нагрузки:

$$\sum F_z = 0: R_4 - q_4(l_4 + l'_4) - P_{zp} = 0;$$

$$R_4 = P_{zp} + q_4(l_4 + l'_4) = 7,399 + 24,66 \cdot (0,2 + 0,1) = 14,797 \text{ Н};$$

$$\sum M_E = 0: -M_P + P_{zp} \cdot l_4 + q_4 \frac{l_4^2}{2} = 0; \quad (6)$$

$$M_P = P_{zp} \cdot l_4 + q_4 \cdot \frac{l_4^2}{2} = 7,399 \cdot 0,2 + 24,66 \cdot 0,04 = 1,973 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Момент инерции четвертого звена:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right) = \frac{3,14 \cdot 40^4}{64} (1 - 0,50^4) = 116808 \text{ мм}^4$$

Список литературы

1. Romanovich L.G., Sevostyanov V.V., Romanovich M.A., Sevostyanov M.V., Arkatov A.Y. Innovation activity and technology transfer of higher education // Journal of Applied Engineering Science. 2014. Т.12. №4. С.273-276.
2. 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.
3. 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.
4. Romanovich L.G., Romanovich M.A., Vybornova V.V., Riapukhina V.N. Small businesses is a sphere of innovation in the age of globalization // Journal of Applied Engineering Science. 2014. Т. 12. № 4. С.297-301.

5. Sevostyanov V.V., Targonskii I.I., Romanovich A.A., Goncharov A.A. Energy saving milling aggregates with internal recycling of the milled materials // Glass and Ceramics. 1993. T.50. № 4.С.180-184.
6. Sharapov R.R., Prokopenko V.S. Modeling of the separation process in dynamic separators // World Applied Sciences Journal. 2013. T.25. №3. С.536-542.
7. 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. T.9. №12. С.1211-1215.
8. Агарков А.М., Шарапов Р.Р. Влияние ширины камеры рабочей зоны инерционного концентратора на гидравлическое сопротивление // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 9. С. 19-21.
9. Агарков А.М., Шарапов Р.Р., Бойчук И.П., Прокопенко В.С. Гидравлическое сопротивление концентратора // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015. № 6. С. 160–163.
10. Агарков А.М., Шарапов Р.Р., Прокопенко В.С. Анализ гидравлического сопротивления концентратора // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2016. № 3. С. 87-90.
11. Герасимов М.Д. Сложение колебаний в вибровозбудителях. // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2016. №3. С. 116- 121.
12. 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.
13. Носов О.А., Васечкин М.А., Стоянова Н.В. Выбор режимов функционирования технических систем // Автоматизация и современные технологии 2012 - №4.- С.6-11
14. Носов О.А., Носова Е.В., Хабарова Н.В. Адаптивный привод прецизионной машины // Автоматизация и современные технологии 2007.- №3.-С.11-14
15. Носов, О.А., Чергов Е.Д., Щербаков Д.С. Оптимизация работы оборудования для получения тонкодисперсных порошков // Тез. док. XI отчетной научной конференции. 4.2 Воронеж: ВГТА, 2002 г., С. 42 - 44.
16. Орехова Т.Н., Уваров В.А. Определение скорости частиц материала пневмосмесителя сухих строительных смесей // Фундаментальные исследования. 2013. № 4-3. С. 592-596.
17. Патент №2426181 Россия, G 11В 17/025 / ПриводCD-проигрывателя / Носов О.А. Васечкин М.А., Жигулина М.О., Рыжкова Е.А. (Россия). – Заяв. 05.04.2010.: Оpubл. 10.08.2011Бюл. №22.
18. 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.
19. Романович А.А. Определение центра масс шаровой загрузки первой камеры мельницы, оснащенной лопастными энергообменными устройствам //

Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. 2013. № 2 (51). С. 166-171.

20. Сергеев К.А., Стоянова Н.В., Носов О.А., Васечкин М.А. Воздушный буфер как средство виброзащиты приборов на транспорте // Наука и техника транспорта 2012. №1. С. 80-86.

21. Теличенко В.И., Шарапов Р.Р., Степанов М.А., Харламов Е.В. Матричный подход к расчету помольных систем // Научное обозрение. 2016. № 22. С. 8–12.

УДК 539.4(076.5)

**РАСЧЁТНЫЙ АНАЛИЗ СЕЙСМИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ
ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ КРАНОВ, ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ В
ЗДАНИЯХ И СООРУЖЕНИЯХ
В 2-Х ЧАСТЯХ. ЧАСТЬ 1
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БАЗОВЫХ КОНЕЧНЫХ
ЭЛЕМЕНТОВ В КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ ТЕОРИИ
СООРУЖЕНИЙ**

Панасенко Н.Н.¹, Синельщиков А.В.², Яковлев П.В.¹

*1 – ФГБОУ ВО Астраханский государственный технический
университет, г.Астрахань*

*2 – ФГБОУ ВО Астраханский государственный архитектурно-
строительный университет, г.Астрахань*

Расчётный анализ сейсмической безопасности грузоподъёмных кранов, предусмотренный для кранов общепромышленного назначения ФНП «Правила безопасности ОПО, на которых используются подъёмные сооружения», для кранов, используемых на ОИАЭ – НП-031-01 «Нормы проектирования сейсмостойких атомных электростанций» и НП-043-11 «Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъёмных кранов для ОИАЭ», несмотря на усиление внимания к этой проблеме научной общественности, пока находится на дискуссионном уровне. В связи с этим, авторами настоящего доклада представлено видение задач проектирования кранов в сейсмостойком исполнении как конечно-элементной теории сооружений, так и на основе методов теории сейсмостойкости сооружений – линейно-спектрального метода (ЛСМ) согласно СП 14.13330.2014 и метода динамического анализа (МДА) согласно МР 1.5.2.05.999.0025-2011 «Расчёт и проектирование сейсмостойких атомных станций».

Ключевые слова: сооружения с крановыми нагрузками, метод конечных элементов, сейсмическое воздействие.

CALCULATED ANALYSIS OF SEISMIC SAFETY OF LOADED
CRANES OPERATED IN BUILDINGS AND STRUCTURES

IN 2 PARTS. PART 1

MATHEMATICAL MODEL OF BASIC FINITE ELEMENTS IN
THE FINITE-ELEMENTARY THEORY OF STRUCTURES

Panasenko N.N.¹, Sinelshikov A.V.², Yakovlev P.V.¹

1 - Astrakhan State Technical University, Astrakhan

*2 - Astrakhan State University of Architecture and Civil Engineering,
Astrakhan*

A computational analysis of the seismic safety of lifting cranes for cranes for general industrial use of the FPP "Safety Rules for POs using Lifting Facilities" for cranes used in OIAE - NP-031-01 "Design Standards for Earthquake-Resistant Nuclear Power Plants" and NP-043-11 "Rules for the Arrangement and Safe Operation of Cranes for OIAE", despite the increased attention to this issue of the scientific community, is still at a discussion level. In this regard, the authors of this report presented a vision of the problems of designing cranes in earthquake-proof design as a finite element theory of structures, and on the basis of methods of the theory of seismic stability of structures - the linear spectral method (LSM) in accordance with SP 14.13330.2014 and the method of dynamic analysis (MDA) According to MP 1.5.2.05.999.0025-2011 "Calculation and design of earthquake resistant nuclear power plants".

Key words: structures with crane loads, finite element method, seismic action.

В соответствии с задачей, поставленной в настоящей работе, конструкции зданий и сооружений на грунтовом основании с крановыми нагрузками в расчётном анализе сейсмической безопасности являются комплексными системами, конечно-элементное моделирование (КЭМ) которых осуществляется на иерархической основе, в которых грунтовое основание и подземная часть зданий является первичной подсистемой, надземная - вторичной, а крановые конструкции на крановых рельсовых путях являются подсистемами 3-го уровня.

Известен опыт, когда отдельные подсистемы объединяются в математические модели [1], в частности, подземная и надземная части зданий выступают как первичные системы, а краны моделируются упрощённой моделью, характеризующейся только массогабаритными характеристиками. На основе такой КЭМ ведётся расчётный анализ

сейсмической безопасности первичной системы, преследуя анализ прочности и устойчивости здания, а для крановых конструкций расчётными методами определяется поэтажный вклад сейсмических ускорений, так называемая поэтажная акселерограмма, на основе которой осуществляется детальный расчёт сейсмичности только крана с транспортируемым грузом.

Математическая модель КЭМ как системы со многими (n) степенями свободы, для целей решения задачи представляется матричным линейным уравнением движения n-го порядка:

$$([M]_c + [M]_p) \left\{ \frac{d^2 V}{dt^2} \right\} + \gamma_3 ([M][K])^{0.5} \left\{ \frac{dV}{dt} \right\} + [K] \{V\} = \{P_{cm}\} + [P_{dun}] - ([M]_c + [M]_p) \{\ddot{A}(t)\} \quad (1)$$

в котором $[M]_c, [M]_p, [K]$ - соответственно матрицы сосредоточенных (с), распределённых (р) масс и матрицы жёсткости $\{V(t)\}$ и его производные - вектор неизвестных перемещений; γ_3 - коэффициент потерь [2].

$$\gamma_3 = 2\xi = 2 \left(\delta_3 \left[(2\pi)^2 + \delta_3^2 \right]^{-0.5} \right) \cong \delta_3 / \pi, \quad (2)$$

в котором δ_3 - логарифмический декремент затухания колебаний конструкций, а ξ - коэффициент относительного демпфирования, $\xi \leq 0,02 \div 0,04$ ($\delta_3 = 0,125 \div 0,25$) для стальных конструкций, $\xi \leq 0,05 \div 0,08$ ($\delta_3 = 0,32 \div 0,5$) для железобетона. Вектора в правой части уравнения (1) означают статические, динамические и кинематические, в т.ч. сейсмические нагрузки, в которых $\{\ddot{A}(t)\}$ - 3-х компонентная акселерограмма ($m \cdot c^2$) на дневной поверхности. При учёте нелинейных факторов - сил трения заторможенных ходовых колёс (ХК) крана, одностропных стальных канатов и включающихся связей (реборды ХК) и др., в левую часть уравнения (1) следует ввести нелинейный член $\{K(dV/dt, V(t))\}$.

Теперь становится очевидным, что для формирования конечно-элементного уравнения (1) требуется программная среда с базовыми конечными элементами (КЭ) (рис.1), удовлетворяющими условиям КЭМ промышленных зданий (рис.2, 3).

а

б

в

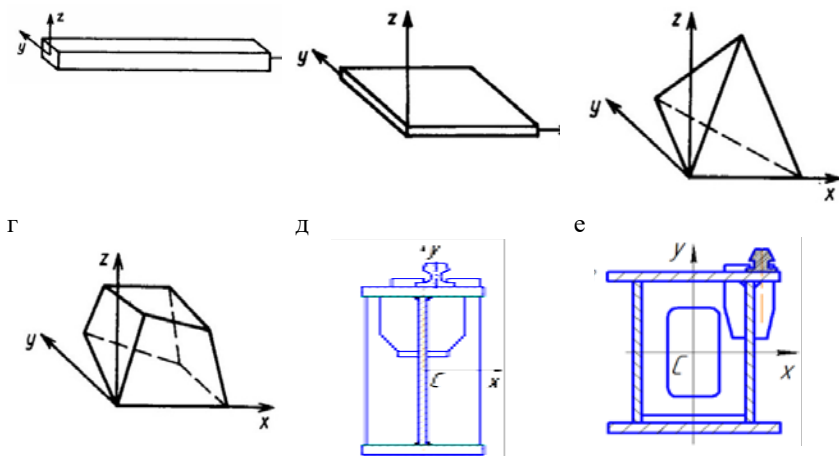


Рисунок 1 – Базовые КЭ для конечно-элементного моделирования зданий с крановыми нагрузками: а – массивный и тонкостенный стержни стержневой открытого и замкнутого профиля; б – 2-х мерная пластина Кирхгофа; в, г – трёхмерные КЭ: тетраэдр и 8-угольный КЭ гексаэдр; д, е - примеры моделируемых балок

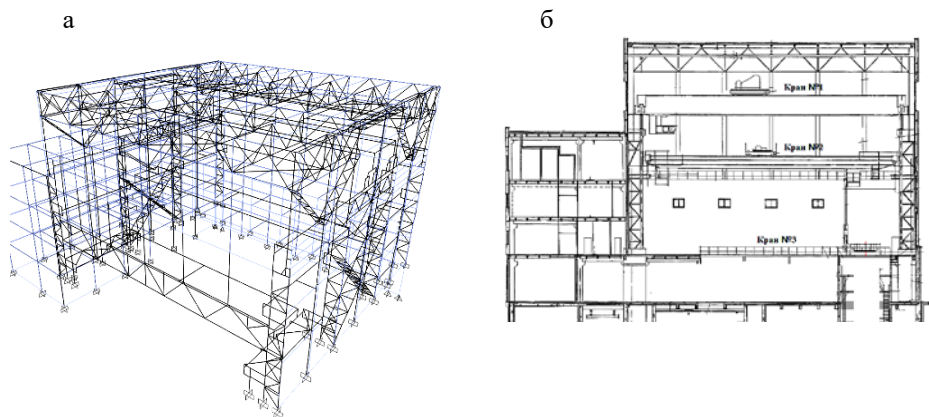
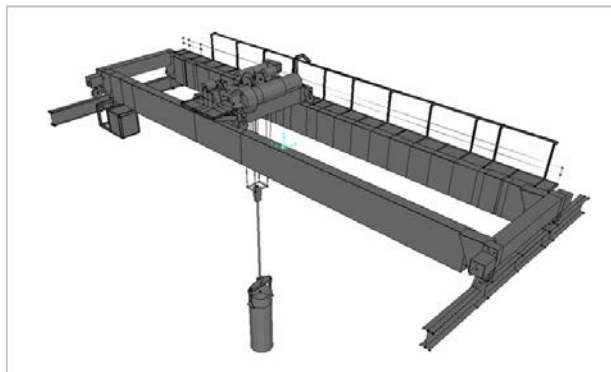
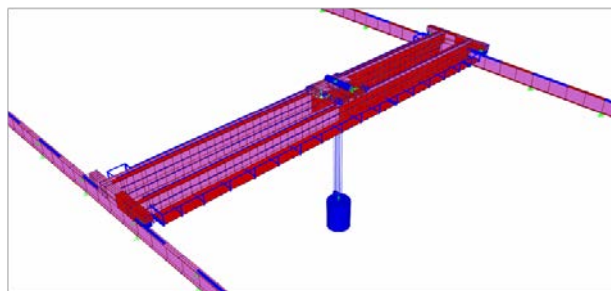


Рисунок 2 – Расчётно-динамическая конечно-элементная модель промышленного здания: а - общий вид; б - разрез по строительной оси , где на отметках +8,0, +16,5, +23,0 расположены мостовые краны

а



а



б

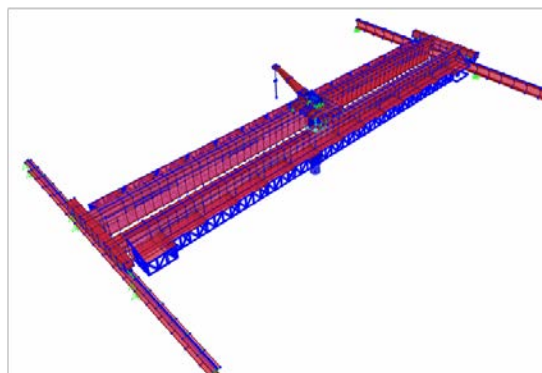


Рисунок 3 - РДМ мостовых кранов (см. рис. 26): кран 160/3т пролётом 33,6 м (отм.+8,0м); б - кран 20/5т пролётом 32 м (отм.+16,5м); кран 20/3,2т пролётом 28,5 м (отм.+23,0м)

Если учесть, что основополагающей характеристикой отдельного jk КЭ являются жёсткостные характеристики, то матрицу жёсткости тонкостенного стержня с местной системы координат (МСК)

представим в виде:

$$[K]_{14 \times 14}^{jk} = \begin{bmatrix} [K]_{7 \times 7}^{jj} & [K]_{7 \times 7}^{jk} \\ [K]_{7 \times 7}^{kj} & [K]_{7 \times 7}^{kk} \end{bmatrix}_{14 \times 14}, \quad (3)$$

отдельные блоки которой приведены в матричных формулах (4)-(5),

$$[K]_{7 \times 7}^{jj} = \begin{bmatrix} \frac{12EJ_y}{L^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{12EJ_y}{L^2} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EJ_y}{L^3} & 0 & \frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & \frac{4EJ_y}{L} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EJ_y}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \left(\frac{12EJ_\omega}{L^3} + \frac{6GJ_d}{5L} \right) & \left(\frac{6EJ_\omega}{L^2} + \frac{GJ_d}{10} \right) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \left(\frac{6EJ_\omega}{L^2} + \frac{GJ_d}{10} \right) & \left(\frac{4EJ_\omega}{L} + \frac{2GJ_d L}{15} \right) \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$[K]_{7 \times 7}^{kk} = \begin{bmatrix} \frac{12EJ_y}{L^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EJ_y}{L^3} & 0 & -\frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & \frac{4EJ_y}{L} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EJ_y}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \left(\frac{12EJ_\omega}{L^3} + \frac{6GJ_d}{5L} \right) & \left(\frac{6EJ_\omega}{L^2} + \frac{GJ_d}{10} \right) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \left(\frac{6EJ_\omega}{L^2} + \frac{GJ_d}{10} \right) & \left(\frac{4EJ_\omega}{L} + \frac{2GJ_d L}{15} \right) \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$[K]_{7 \times 7}^{jk} = \begin{bmatrix} \frac{12EJ_y}{L^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EJ_y}{L^3} & 0 & \frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & \frac{2EJ_y}{L} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{2EJ_y}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\left(\frac{12EJ_\omega}{L^3} + \frac{6GJ_d}{5L}\right) & \left(\frac{6EJ_\omega}{L^2} + \frac{GJ_d}{10}\right) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\left(\frac{6EJ_\omega}{L^2} + \frac{GJ_d}{10}\right) & \left(\frac{4EJ_\omega}{L} + \frac{2GJ_d L}{15}\right) \end{bmatrix} \quad (6)$$

в которых, кроме известных величин E , G , $I_{x(y,d)}$, L , I_σ - секторальный момент инерции тонкостенного стержня (m^6), характеризующий величину бимомента. Если I_σ равен нулю, то блоки (4)-(6) будут иметь ранг 6×6 , а сами матрицы будут характеризовать только массивный стержень (см.рис. 1а). Кроме того, укажем, что более полную конечно-элементную характеристику тонкостенных стержней можно найти в работах [3, 4]. Аналогично матрице жёсткости (3), в матричных формулах (7)-(9) приведены блоки матрицы распределённых масс КЭ тонкостенных стержней МСК.

$$[M]_{7 \times 7}^{ij} = \left(\frac{\rho AL}{420}\right) \begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & 0 & -22L & 0 & 0 \\ 0 & 156 & 0 & 22L & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 140 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 22L & 0 & 4L^2 & 0 & 0 & 0 \\ -22L & 0 & 0 & 0 & 4L^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \left[156\left(\frac{J_x + J_y}{A}\right)\right] & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

грузоподъёмных кранов из стержней, пластин и оболочек является одним из наиболее сложных приложений МКЭ в механике деформируемого твёрдого тела. Несмотря на наличие большого числа приведённых в [8,9] публикаций по этому вопросу, построение эффективных конечно-элементных аппроксимаций для пластин и оболочек металлоконструкций грузоподъёмных кранов, похоже, не завершено [9,10].

Четырёхузловой ($i=1,2,3$ и 4) пластинчатый КЭ, представленный на рис. 3а, имеет по пять степеней свободы в каждом узле u , v , w , θ_{xi} , θ_{yi} и состоит из компонентов двухосного плоского напряжённого элемента [11] и пластинчатого элемента Кирхгофа [12], деформации которого определяются перемещениями w_i из плоскости пластины и угла поворота его узлов (см.рис.3а).

В связи с этим, матрицы жёсткости и масс пластинчатого КЭ порядка 20×20 получают путём сложения матриц жёсткости и масс пластинчатого элемента и пластинчатого элемента Кирхгофа, основными характеристиками которого являются:

а) стороны пластинчатого КЭ остаются прямыми когда элемент деформируется в плоскости;

б) используется теория тонких пластин Кирхгофа, которая пренебрегает поперечными деформациями сдвига (см. рис. 3а), что может являться важным, если пластина имеет толщину, большую, чем $1/10$ её ширины, т.е. для толстых пластин.

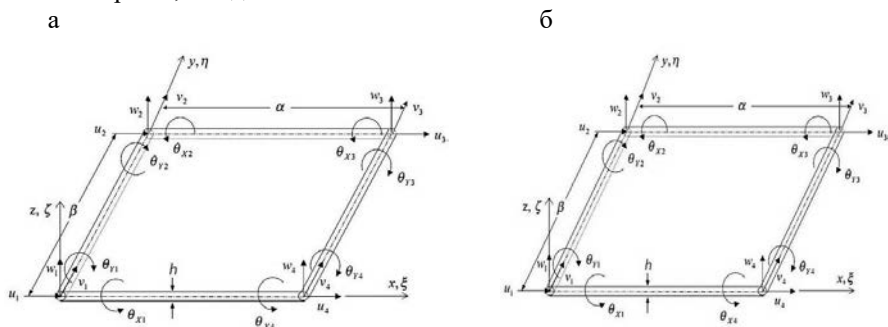


Рисунок 4 – Четырёхузловой пластинчатый КЭ с пятью узловыми степенями свободы: а – общий вид КЭ тонкой пластины; б – нормализованные координаты функции формы ξ и η пластины первого (линейного) порядка

Поле перемещений плоского пластинчатого элемента запишем в виде узловых перемещений u_i и \sqrt{i} и функций формы, которые определяются в нормализованных местных координатах ξ и η (см. рис. 3б).

$$\begin{Bmatrix} u(\xi, \eta) \\ v(\xi, \eta) \end{Bmatrix} = [N(\xi, \eta)]\{u_1 v_1 \dots u_4 v_4\}, \quad (11)$$

в которых функция формы имеет вид:

$$[N(\xi, \eta)] = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \quad (12)$$

где: $N_1=(\xi-1)(\eta-1)$; $N_2=(1-\xi)\eta$; $N_3=\xi\eta$; $N_4=(1-\eta)\xi$ при $0 \leq \xi, \eta \leq 1$ (см. рис.36).

При единичных перемещениях узлов плоской пластины, её матрица жёсткости рангом 8×8 принимает вид [13,14]

$$\begin{aligned} [K]_{8 \times 8}^{(1)} &= \int_V ([B]^T [D][B]) dV = \int_V ([B]^T [D][B]) h dx dy = \int_V ([B]^T [D][B]) h |J| d\xi d\eta = \\ &= \frac{Eh}{24\alpha\beta(\mu^2 - 1)} \begin{bmatrix} [K]_{4 \times 4}^{1,1} & [K]_{4 \times 4}^{1,2} \\ [K]_{4 \times 4}^{2,1} & [K]_{4 \times 4}^{2,2} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (13)$$

в которой α , β и h - длина, ширина и толщина пластины по осям x , y , z ; $|J|$ - детерминант матрицы Якоби [13,14]; $[D]$ -матрица материала пластины, в которой μ - коэффициент Пуассона:

$$[D] = \begin{pmatrix} E & & & \\ & \mu & & \\ & & 1 & \\ & & & \frac{1-\mu}{2} \end{pmatrix}, \quad (14)$$

а $[B]$ в [13] с учётом функций формы (12) - матрица деформаций-перемещений:

$$[B]_{8 \times 3} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial x} & 0 & \dots \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial y} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \dots \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \dots \end{bmatrix}. \quad (15)$$

Очевидно, что после раскрытия матрицы (13) до ранга 20×20 , её отдельные блоки примут вид матричных формул (16)-(17) [15].

$$\begin{aligned}
[K]_{10 \times 10}^{1,1} &= \begin{bmatrix} 4(-\alpha^2 - 2\beta^2 + \alpha^2\mu) & & & & & & & & & \\ & -3\alpha\beta(\mu+1) & 4(-2\alpha^2 - \beta^2 + \beta^2\mu) & & & & & & & \\ & 0 & 0 & 0 & & & & & & \\ & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & & \\ & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & \\ 4(\alpha^2 - \beta^2 - \alpha^2\mu) & -3\alpha\beta(3\mu-1) & 0 & 0 & 0 & 4(-\alpha^2 - 2\beta^2 + \alpha^2\mu) & & & & \\ 3\alpha\beta(3\mu-1) & 2(4\alpha^2 - \beta^2 + \beta^2\mu) & 0 & 0 & 0 & 3\alpha\beta(3\mu+1) & 4(-2\alpha^2 - \beta^2 + \beta^2\mu) & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\
[K]_{10 \times 10}^{1,2} &= \begin{bmatrix} 2(\alpha^2 + 2\beta^2 - \alpha^2\mu) & 3\alpha\beta(3\mu-1) & 0 & 0 & 0 & 2(-\alpha^2 + 4\beta^2 + \alpha^2\mu) & -3\alpha\beta(3\mu-1) & 0 & 0 & 0 \\ 3\alpha\beta(\mu+1) & 2(2\alpha^2 + \beta^2 - \beta^2\mu) & 0 & 0 & 0 & 3\alpha\beta(3\mu-1) & 4(-\alpha^2 + 2\beta^2 + \beta^2\mu) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 4(-\alpha^2 + 4\beta^2 + \alpha^2\mu) & 3\alpha\beta(3\mu-1) & 0 & 0 & 0 & 2(\alpha^2 + 2\beta^2 - \alpha^2\mu) & -3\alpha\beta(3\mu+1) & 0 & 0 & 0 \\ 3\alpha\beta(3\mu-1) & 4(-\alpha^2 + \beta^2 - \beta^2\mu) & 0 & 0 & 0 & -3\alpha\beta(\mu+1) & 2(2\alpha^2 + \beta^2 - \beta^2\mu) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

в которых

$$[K]_{10 \times 10}^{1,1} = [K]_{10 \times 10}^{2,2}, [K]_{10 \times 10}^{2,1} = [K]_{10 \times 10}^{1,2}. \quad (18)$$

Подчеркнём, что матрица жёсткости (13) представляет собой реакцию пластины в условиях плоского НДС, т.е. от двух из пяти единичных перемещений каждого узла в плоскости пластины, представленных на расчётной схеме КЭ пластины (см.рис.3а), как u_i , $i=1,2,3,4$ и v_i , $i=1,2,3,4$, где i - нумерация узлов пластины.

Поле перемещений пластинчатого элемента Кирхгофа, аналогично (11), запишем в виде узловых перемещений и функций формы Эрмита [16,17] в нормализованных местных координатах ξ и η (см.рис.3б) в условиях пространственного деформирования:

$$\{w(\xi, \eta)\} = [N(\xi, \eta)]_{12 \times 1}^T \left\{ \begin{array}{c} w_1 \\ \theta_{x1} \\ \theta_{y1} \\ \dots \\ w_4 \\ \theta_{x4} \\ \theta_{y4} \end{array} \right\}, \quad (19)$$

где по предложению О.Зенковича [18] принято:

$$\xi = \frac{x - x_c}{a}; \quad d\xi = \frac{dx}{a}; \quad \eta = \frac{y - y_c}{b}; \quad d\eta = \frac{dy}{b}, \quad (20)$$

после чего матрица жёсткости для пластинчатого элемента Кирхгофа, аналогично (13), в величинах местных координат ξ и η (20) выражается интегралом по объёму V [19, 20] рангом 12×12 :

$$[K]_{12 \times 12}^{(2)} = \int_V ([B]^T [D]_M [B]) dV = \int_0^1 \int_0^1 ([B]^T [D]_M [B]) \alpha \beta d\xi d\eta = \frac{Eh^3}{24\alpha\beta(1-\mu^2)} \begin{bmatrix} [K]_{6 \times 6}^{1,1} & [K]_{6 \times 6}^{1,2} \\ [K]_{6 \times 6}^{2,1} & [K]_{6 \times 6}^{2,2} \end{bmatrix}_{12 \times 12} \quad (21)$$

в которой $[D]_M$ - матрица деформаций, аналогично (14) - матрица моментов-деформаций:

$$[D]_M = \left(\frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} \right) \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(1-\mu)}{2} \end{bmatrix}, \quad (22)$$

в которой: μ - коэффициент Пуассона; h - толщина пластины; E - модуль Бнга; $[B]$ - матрица деформаций (кривизны) - перемещений пластины рангом 12×3 :

$$[B] = \{\partial\} [N] = \begin{Bmatrix} -\frac{\partial^2}{a^2 \partial \xi^2} \\ \frac{2}{\alpha \beta} \frac{\partial}{\partial \xi} \frac{\partial}{\partial \eta} \end{Bmatrix} \times [N], \quad (23)$$

где: $[N]$ - известная функция формы Эрмита [7, 16, 17], аналогичные (12), а $\{\partial\}$ - дифференциальный оператор.

Раскроем матрицу (21) порядка 12×12 до порядка 20×20 , заполнив нулями компоненты осевых и поперечных узловых перемещений матрицы жёсткости (13) плоского пластинчатого элемента, после чего её отдельные блоки примут вид матричных формул (24)-(26), в которых коэффициент $\gamma = \beta/\alpha$, а $[K]_{10 \times 10}^{1,1} = \left([K]_{10 \times 10}^{1,2} \right)^T$, где T- индекс транспонирования матриц.

$$\begin{array}{c}
\left[\begin{array}{cccccc}
0 & & & & \text{сим} & \text{ме} & \text{тр} & & \text{ич} & & \text{но} \\
0 & 0 & & & & & & & & & \\
0 & 0 & 4(\gamma^2 + \gamma'^2) + \frac{1}{5}(14-4\mu) & & & & & & & & \\
0 & 0 & \left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1+4\gamma) \right] \beta & \left[\frac{4}{3}\gamma'^2 + \frac{4}{15}(1-\mu) \right] \beta^2 & & & & & & & \\
0 & 0 & -\left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1+4\gamma) \right] \alpha & -\mu\alpha\beta & \left[\frac{4}{3}\gamma'^2 + \frac{4}{15}(1-\mu) \right] \alpha^2 & & & & & & \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & & \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & \\
0 & 0 & 2(\gamma^2 + \gamma'^2) + \frac{1}{5}(14-4\mu) & -\left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\gamma) \right] \beta & -\left[\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1+4\gamma) \right] \alpha & 0 & 0 & 0 & 4(\gamma^2 + \gamma'^2) + \frac{1}{5}(14-4\mu) & & \\
0 & 0 & \left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\gamma) \right] \beta & \left[\frac{2}{3}\gamma'^2 - \frac{1}{15}(1-\mu) \right] \alpha^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\gamma) \right] \beta & \left[\frac{4}{3}\gamma'^2 + \frac{4}{15}(1-\mu) \right] \beta^2 & \\
0 & 0 & -\left[\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1+4\gamma) \right] \alpha & 0 & \left[\frac{2}{3}\gamma'^2 - \frac{4}{15}(1-\mu) \right] \alpha^2 & 0 & 0 & 0 & -\left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\gamma) \right] \alpha & \mu\alpha\beta & \left[\frac{4}{3}\gamma'^2 + \frac{4}{15}(1-\mu) \right] \alpha^2
\end{array} \right]
\end{array}$$

(24)

$$\begin{array}{c}
\left[\begin{array}{cccccc}
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & -2(\gamma^2 + \gamma'^2) + \frac{1}{5}(14-4\mu) & \left[-\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\mu) \right] \beta & \left[\gamma'^2 - \frac{1}{5}(1-\mu) \right] \alpha & 0 & 0 & -2(\gamma^2 + \gamma'^2) + \frac{1}{5}(14-4\mu) & \left[-\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1+4\mu) \right] \beta & \left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\mu) \right] \alpha & \\
0 & 0 & \left[\gamma'^2 - \frac{1}{5}(1-\mu) \right] \beta & \left[\frac{1}{3}\gamma'^2 + \frac{1}{15}(1-\mu) \right] \beta^2 & 0 & 0 & 0 & \left[\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1+4\mu) \right] \beta & \left[\frac{2}{3}\gamma'^2 - \frac{4}{15}(1-\mu) \right] \beta^2 & 0 & \\
0 & 0 & \left[\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\mu) \right] \alpha & 0 & \left[\frac{1}{3}\gamma'^2 + \frac{1}{15}(1-\mu) \right] \alpha^2 & 0 & 0 & -\left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\mu) \right] \alpha & 0 & \left[\frac{2}{3}\gamma'^2 - \frac{1}{15}(1-\mu) \right] \alpha^2 & \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & -2(2\gamma^2 - \gamma'^2) - \frac{1}{5}(14-4\mu) & \left[\gamma'^2 - \frac{1}{5}(1+4\mu) \right] \beta & 2\left[\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\mu) \right] \alpha & 0 & 0 & -2(\gamma^2 + \gamma'^2) + \frac{1}{5}(14-4\mu) & \left[\gamma'^2 - \frac{1}{5}(1-\mu) \right] \beta & \left[\gamma'^2 - \frac{1}{5}(1-\mu) \right] \alpha & \\
0 & 0 & \left[\gamma'^2 - \frac{1}{5}(1+4\mu) \right] \beta & \left[\frac{2}{3}\gamma'^2 - \frac{4}{15}(1-\mu) \right] \beta^2 & 0 & 0 & 0 & \left[-\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\mu) \right] \beta & \left[\frac{1}{3}\gamma'^2 + \frac{1}{15}(1-\mu) \right] \beta^2 & 0 & \\
0 & 0 & -2\left[\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\mu) \right] \alpha & 0 & \left[\frac{2}{3}\gamma'^2 - \frac{1}{15}(1-\mu) \right] \alpha^2 & 0 & 0 & \left[-\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\mu) \right] \alpha & 0 & \left[\frac{1}{3}\gamma'^2 + \frac{1}{15}(1-\mu) \right] \alpha^2 &
\end{array} \right]
\end{array}$$

, (25)

$$\begin{array}{c}
\left[\begin{array}{cccccc}
0 & & & & \text{сим} & \text{ме} & \text{тр} & & \text{ич} & & \text{но} \\
0 & 0 & & & & & & & & & \\
0 & 0 & 4(\gamma^2 + \gamma'^2) + \frac{1}{5}(14-4\mu) & & & & & & & & \\
0 & 0 & -\left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1+4\gamma) \right] \beta & \left[\frac{4}{3}\gamma'^2 + \frac{4}{15}(1-\mu) \right] \beta^2 & & & & & & & \\
0 & 0 & \left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1+4\gamma) \right] \alpha & -\mu\alpha\beta & \left[\frac{4}{3}\gamma'^2 + \frac{4}{15}(1-\mu) \right] \alpha^2 & & & & & & \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & & \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & & & \\
0 & 0 & 2(\gamma^2 + \gamma'^2) - \frac{1}{5}(14-4\mu) & \left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\gamma) \right] \beta & \left[\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1+4\gamma) \right] \alpha & 0 & 0 & 0 & 4(\gamma^2 + \gamma'^2) + \frac{1}{5}(14-4\mu) & & \\
0 & 0 & -\left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\gamma) \right] \beta & \left[\frac{2}{3}\gamma'^2 - \frac{1}{15}(1-\mu) \right] \beta^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & \left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\gamma) \right] \beta & \left[\frac{4}{3}\gamma'^2 + \frac{4}{15}(1-\mu) \right] \beta^2 & \\
0 & 0 & \left[\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1+4\gamma) \right] \alpha & 0 & \left[\frac{2}{3}\gamma'^2 - \frac{4}{15}(1-\mu) \right] \alpha^2 & 0 & 0 & 0 & \left[2\gamma'^2 + \frac{1}{5}(1-\gamma) \right] \alpha & \mu\alpha\beta & \left[\frac{4}{3}\gamma'^2 + \frac{4}{15}(1-\mu) \right] \alpha^2
\end{array} \right]
\end{array}$$

, (26)

Полную матрицу жёсткости пластинчатого элемента получим матричным сложением разложенной матрицы жёсткости плоского пластинчатого элемента (16)-(17) и пластинчатого элемента Кирхгофа (24)-(26) при пространственном деформировании:

$$[K]_{20 \times 20} = [K]_{20 \times 20}^{(1)} + [K]_{20 \times 20}^{(2)} \quad (27)$$

Как показывает опыт, матрица жёсткости пластины (27) является одним из базовых КЭ при построении КЭМ металлических и железобетонных конструкций зданий и сооружений с крановыми нагрузками, в частности, широкое применение матрица (27) находит при моделировании листоварных оболочек коробчатого и двутавровых сечений, главных балок мостовых и козловых кранов, стреловых систем автомобильных и порталных кранов, рам манипуляторов, стальных и железобетонных несущих конструкций надземных крановых рельсовых путей [21] промышленных зданий с крановыми нагрузками и др.

Как это следует из уравнения движения (1), для решения динамических задач матрицу масс пластины вычислим используя функции формы (12) и (20), откуда следует, что матрица масс 4-х угольной пластины формируется аналогично матрице жёсткости (27) методом суперпозиции матриц масс для плоского элемента пластины (1) и пластины типа элемента Кирхгофа (2), которые должны быть приведены к одному рангу 20×20 .

$$[M]_{20 \times 20} = [M]_{20 \times 20}^{(1)} + [M]_{20 \times 20}^{(2)}, \quad (28)$$

Каждое слагаемое, из которых, с учётом функций формы (12) и (23) в нормализованных линейных координатах ξ и η примут вид:

$$[M] = \int_V \rho [N]^T [N] dV = \int_0^1 \int_0^1 \rho [N]^T [N] h |J| d\xi d\eta \quad (29)$$

в которой ρ - объёмный вес материала пластины; V - её объём; h - толщина; $|J|$ - определитель матрицы Якоби. Таким образом, составляющие матрицы масс (28) имеют вид матричных формул (30) и (31) [22], в которых, как и в более ранних обозначениях α , β , h - размеры пластины.

Основываясь на полученных результатах укажем, что в зависимости от конкретного вида нагружения, пластинчатые конечные элементы могут деформироваться или только в своей плоскости (возникает плоское напряжённое состояние), или из плоскости (состояние изгиба), или одновременно и в своей плоскости, и из неё. В связи с этим, выше рассмотрены последовательно оба случая и для каждого из них приведены алгоритмы вычисления матриц жёсткости и масс пластины.

часто на практике используются конечные элементы в форме тетраэдра или гексаэдра (шестигранника) с плоскими гранями. На любой узел РДМ 3-х мерного КЭ в общем случае может быть наложено три жёстких (или упругих) линейных связей. В качестве внешних воздействий принимаем сосредоточенные узловые силы, массовые нагрузки и, при необходимости, температурное и сейсмическое поля. На рис. 5а показан четырёхгранный (тетраэдральный) КЭ $ijkl$ в ОСК $OXYZ$, локальные номера узлов 1, 2, 3, 4 которого соответствуют буквенным обозначениям i, j, k, l [20].

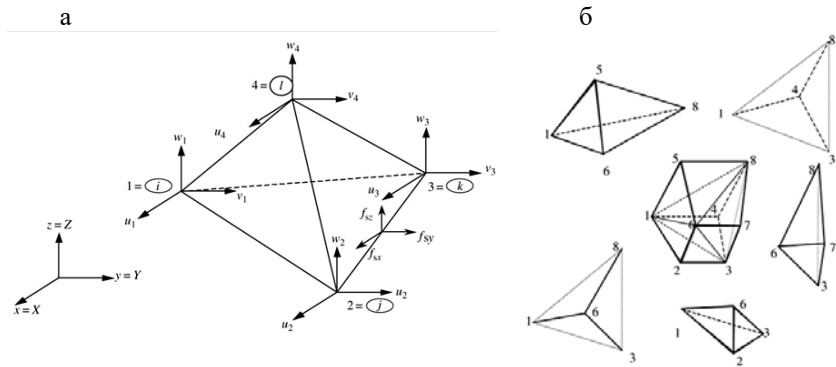


Рисунок 5 - Трёхмерные КЭ: а - тетраэдр; б - гексаэдр, представленный системой пяти тетраэдров

МСК тетраэдрального КЭ обычно может быть такой же как ОСК, если нет других причин в применении отдельной МСК. В данном КЭ (см. рис. 5а) вектор перемещений внутренних точек тетраэдра является функцией координат x, y, z его узлов и интерполируется функциями формы следующим образом:

$$\{U\}^h(x, y, z) = [N(x, y, z)]\{d_e\}, \quad (32)$$

где транспонированный вектор узловых перемещений КЭ $\{d_e\}$ представлен как

$$\{d_e\} = \{u_1 \ v_1 \ w_1 \ u_2 \ v_2 \ w_2 \ u_3 \ v_3 \ w_3 \ u_4 \ v_4 \ w_4\}_{1 \times 12}^T, \quad (33)$$

откуда следует, что полное число степеней свободы тетраэдра равно 12.

Матрица функций формы (32) с использованием диагональной единичной матрицы $[I]_{3 \times 3}$ имеет вид:

$$[N] = [[I]N_1 + [I]N_2 + [I]N_3 + [I]N_4] =$$

$$= \left[\begin{pmatrix} N_1 & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 \\ 0 & 0 & N_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} N_2 & 0 & 0 \\ 0 & N_2 & 0 \\ 0 & 0 & N_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} N_3 & 0 & 0 \\ 0 & N_3 & 0 \\ 0 & 0 & N_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} N_4 & 0 & 0 \\ 0 & N_4 & 0 \\ 0 & 0 & N_4 \end{pmatrix} \right], \quad (34)$$

для определения которой следует использовать объёмные координаты [22], после чего, с учётом (32) и (34), матрица жёсткости тетраэдра, не зависящая от текущих координат, примет вид [19]:

$$[K] = \int_V [B]^T [D][B] dV = V[B]^T [D][B], \quad (35)$$

в которой [D] - матрица упругости изотропного материала рассчитываемой пространственной конструкции, определяемая по (36):

$$[D] = \frac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\mu}{(1-\mu)} & \frac{\mu}{(1-\mu)} & 0 & 0 & 0 \\ & 1 & \frac{\mu}{(1-\mu)} & 0 & 0 & 0 \\ & & 1 & 0 & 0 & 0 \\ & & & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 & 0 \\ & & & & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 \\ \text{сим} & \text{мет} & \text{рич} & \text{но} & & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} \end{bmatrix}_{6 \times 6}, \quad (36)$$

Кроме того, в (35) [B] - матрица деформаций, выраженная с учётом (34) через дифференциальный оператор [∂]:

$$[B] = [\partial][N] = \begin{bmatrix} \partial/\partial x & 0 & 0 \\ 0 & \partial/\partial y & 0 \\ 0 & 0 & \partial/\partial z \\ 0 & \partial/\partial z & \partial/\partial y \\ \partial/\partial z & 0 & \partial/\partial x \\ \partial/\partial y & \partial/\partial x & 0 \end{bmatrix} [N]. \quad (37)$$

Дополнительно укажем, что в расчётной практике матрица жёсткости тетраэдра (35) рекомендуется [20] для получения приближённого значения матрицы жёсткости шестигранного КЭ (см. рис.5б), для вычисления которой следует учитывать, что число независимых вариантов разбиения шестигранника на пять тетраэдров

равно двум: 2136-4183-5168-7386-6138 (рис. 5б) и, следовательно, вычисление матрицы жёсткости гексаэдра следует произвести для десяти перечисленных тетраэдров и их сумму разделить пополам. В результате усреднения получим матрицу жёсткости шестигранного гексаэдра.

Конечно-элементная модель матрицы масс тетраэдра. Для решения динамических задач, как это видно из предыдущих решений, матрицу масс тетраэдра вычислим используя функции формы (34), на основе которых, матрица масс трёхмерного тетраэдра примет вид интеграла по объёму V аналогичного (29):

$$[M]_{12 \times 12} = \int_V \rho [N]^T [N] dV = \int_V \rho \begin{bmatrix} N_{11} & N_{12} & N_{13} & N_{14} \\ N_{21} & N_{22} & N_{23} & N_{24} \\ N_{31} & N_{32} & N_{33} & N_{34} \\ N_{41} & N_{42} & N_{43} & N_{44} \end{bmatrix}_{12 \times 12} dV, \quad (38)$$

в которой N_{ij} , $i, j=1, 2, 3, 4$, определяется с использованием объёмных координат [22],

$$[N_{ij}] = \begin{bmatrix} N_i N_j & 0 & 0 \\ 0 & N_i N_j & 0 \\ 0 & 0 & N_i N_j \end{bmatrix}, \quad (39)$$

после чего матрица масс (24) тетраэдрального КЭ примет вид матричной формулы (40) в содержательных значениях:

$$[M]_{12 \times 12} = \frac{\rho V}{20} \begin{bmatrix} 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ & & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ & & & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ & & & & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ & & & & & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ & & & & & & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ & & & & & & & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ & & & & & & & & 2 & 0 & 0 & 1 \\ & & & & & & & & & 2 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & & 2 & 0 \\ & & & & & & & & & & & 2 \end{bmatrix}_{12 \times 12}, \quad (40)$$

Здесь следует иметь ввиду, что при практических расчётах для совмещения матриц масс и жёсткости пластины и тетраэдра ранг

матрицы масс 12×12 должен быть раскрыт до 20×20 аналогично, как это сделано в матрицах жёсткости (27).

Матрица масс гексаэдра имеет вид, аналогичный (38):

$$[M] = \int_V \rho [N]^T [N] dV = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \rho [N]^T [N] \det|J| d\xi d\eta d\zeta, \quad (41)$$

с той лишь разницей, что функции формы $[N]$ имеют размерность 24×24 .

Интеграл, приведённый в (41) обычно вычисляется на основе использования формулы Гаусса. Если гексаэдральный элемент представляет собой прямоугольник с размерами $a \times b \times c$, тогда детерминант матрицы Якоби в (41) представляется как $\det|J| = abc = V$, после чего матрица масс гексаэдра может быть получена, как это приведено в [22] в виде матричной формулы (42):

$$[M] = \frac{\rho abc}{216} \times \begin{bmatrix} 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 \\ 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 \\ & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 \\ & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ & & & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 & 2 & 0 \\ & & & & & & & & 8 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & 8 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & & 8 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & & & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & & & & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & & & & & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & & & & & & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 & 2 & 0 \\ & & & & & & & & & & & & & & & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & & & & & & & & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & & & & & & & & & & & 8 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 \\ & 8 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 8 & 0 & 0 & 0 \\ & 8 & 0 & 0 \\ & 8 & 0 \\ & 8 \end{bmatrix} \quad (42)$$

Выводы и рекомендации.

В заключении укажем, что пользователи различных программных продуктов тяготеют ко всё большему усложнению КЭМ сооружений, в т.ч. грузоподъёмных кранов. В частности, за последние годы популярными стали расчёты каркасов зданий с крановыми нагрузками совместно с грунтовыми основаниями подземных частей зданий [1, 2, 3]. Как отмечают авторы [3, 4, 8, 18], отдельный расчёт при доступности и массовой распространённости мощного программного инструментария проектировщика выглядит не только как анахронизм, но в сообществе проектировщиков рассматривается почти как неприличное на профессиональном уровне поведение. В связи с этим, следует особое внимание уделять сочетанию в расчётных схемах (моделях) различных конструктивных элементов (см.рис.3), в математической постановке относящаяся к одномерным (стержневым), двумерным (плитным и пластинчатым) и трёхмерным (в частности, гексаэдрам), в особенности в местах соединения матриц жёсткости и масс различной размерности, чему посвящается целый ряд важных публикаций из [8-10], из которых следует правило: при стыковке конечных элементов различной размерности нельзя полагаться на формальный инструмент, предоставляемый программами. Как правило, для сохранения корректности расчётной модели требуется более детальный анализ условий сопряжения конечных элементов разной размерности, стержневых элементов - 14×14 , пластин - 20×20 , гексаэдров - 24×24 .

Список литературы

1. Тяпин А.Г. Расчёт сооружений на сейсмические воздействия с учётом взаимодействия с грунтовым основанием. – М.: Изд-во АСВ, 2013. – 392 с.
2. Мартемьянов, А.И. Проектирование и строительство зданий и сооружений в сейсмических районах: Учеб. пособие для вузов. – М.: Стройиздат, 1985. – 255 с.
3. Панасенко, Н. Н. Конечно-элементная модель пространственных конструкций из тонкостенных стержней открытого профиля. В 2-х частях. Часть 1 / Н.Н. Панасенко, В.П. Юзиков, А.В. Синельщиков // Астрахань: Вестник АГТУ. Серия «Морская техника и технология». 2015. № 2. С. 89 – 100.
4. Синельщиков, А.В. Математическая модель жёсткостных характеристик тонкостенных стержней замкнутого профиля корабельных конструкций / А.В. Синельщиков, Н.Н. Панасенко. – Астрахань: Вестник АГТУ. Серия «Морская техника и технология». 2016. № 2. – С. 41 – 52.

5. НП-043-11. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъёмных кранов для ОИАЭ / Утв. приказом Ростехнадзора в ред. от 19.11.2013 №672.-М.: Ростехнадзор.
6. ГОСТ 28609-90. Краны грузоподъёмные. Основные положения расчёта. – М.: Госстандарт, 1990. – 9 с.
7. Белкин А.Е. Расчёт пластин методом конечных элементов: учеб. пособие/А.Е.Белкин, С.С.Гаврюшин.- М.: Изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2008.- 232с.
8. Перельмутер А.В. Расчётные модели сооружений и возможность их анализа / А.В.Перельмутер, В.И.Сливкер.- М.: Изд-во «ДМК-пресс», 2007.- 600 с.
9. Панасенко Н.Н. Конечно-элементные компьютерные модели подъёмных сооружений / Н.Н.Панасенко, А.В.Синельщиков, В.В.Рабей, Л.С.Синельщикова// Материалы 4-й Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование».- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014.- 743-756 с.
10. Соколов С.А. Металлические конструкции подъёмно-транспортных машин: Учебное пособие. – СПб.: Политехника, 2005. – 423 с.
11. Cook, R. Concepts and Applications of Finite Element Analysis/ R. CCoock, D. Malkus, M.Plesha. - 3rd Edition. - John Wiley&Sons, Canada, 1989. - 656р.
12. Haug, E. Design Sensitivity Analysis of Structural Systems (Mathematics in Science&Engineering)/ E. Haug, K.Choi, V.Komkov. - Academic Press Inc., 1986/-381 p.
13. Агапов В.П. МКЭ в статике, динамике и устойчивости конструкций/ В.П.Агапов.- М.: Изд-во АСЗ, 2004.- 248 с.
14. Доннелл Л.Г. Балки, пластины, оболочки / Перев. с англ. - М.: Наука, 1982.-568 с.
15. Song, K.. Development of the velocity Transformation Function of Damped Flat Shell Finite Element for the Experimental Spatial Dynamics Modeling: master of science thesis / Song Kyongchan. - Virginia, 2000/- 192p.
16. Клаф Р. Динамика сооружений / Р.Клаф, Дж.Пензиен. Пер. с англ. - М.: Стройиздат, 1979.-320 с.
17. Панасенко Н.Н. Расчёт на сейсмические нагрузки машиностроительных конструкций из тонких стержней / Н.Н.Панасенко, А.И.Левин, В.П.Юзиков.- Изв. Сев.-кавк. науч. центра высш. шк. Техн. науки, 1988/№3.- с.75-82
18. Зенкевич О. Конечные элементы и аппроксимация / О.Зенкевич, К.Морган // Перев.с англ.- М.: Мир, 1986.- 318 с.
19. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов: Пер. с англ. М.: Мир, 1979.-392 с.
20. Мяченков В.И.Расчёты машиностроительных конструкций методом конечных элементов / В.И. Мяченков, В.П. Мальцев, В.П. Майборода.-Машиностроение, 1989.-520 с.
21. Особенности оценки технического состояния зданий, сооружений и их подкрановых конструкций с опасными повреждениями и истекшим сроком

службы / В кн.: ФНП «Правила безопасности ОПО, на которых используются подъемные сооружения» // СПб. Изд-во ДЕАН, 2016.- с.154-155

22. Liu, G.R. Finite Element Method: Practical Course / G.R. Liu, S.S. Quek. - Butterworth-Heinemann, 2003.- 384 p.

23. Мацеля В.И. Сравнительный анализ параметров конечно-элементных моделей грунтов, полученных численными методами / В.И. Мацеля, Н.Н. Панасенко, А.В. Синельщиков, П.В. Яковлев //Вестник Астраханского государственного технического университета (АГТУ).- Астрахань.: Изд-во АГТУ. 2017/№1(63).- 23-31 с.

УДК 539.4(076.5)

**РАСЧЁТНЫЙ АНАЛИЗ СЕЙСМИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ
ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ КРАНОВ, ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ В
ЗДАНИЯХ И СООРУЖЕНИЯХ**

В 2-Х ЧАСТЯХ. ЧАСТЬ 2

**МЕТОДЫ РАСЧЁТНОГО АНАЛИЗА СЕЙСМИЧЕСКОЙ
БЕЗОПАСНОСТИ ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ КРАНОВ**

Панасенко Н.Н.¹, Синельщиков А.В.², Яковлев П.В.¹

*1 – ФГБОУ ВО Астраханский государственный технический
университет, г.Астрахань*

*2 – ФГБОУ ВО Астраханский государственный архитектурно-
строительный университет, г.Астрахань*

Выбор методов теории сейсмостойкости применительно к оценке сейсмостойкой безопасности грузоподъемных кранов, эксплуатируемых в зданиях и сооружениях, зависит от наличия и виде модели сейсмического воздействия. При наличии сейсмического входа в виде сейсмических коэффициентов динамичности (СКД), либо их модификации в виде сейсмических спектров ответа (ССО) применяют ЛСМ, его «плоскую» версию по СП 14.13330.2014 [7], а также его развитие авторами журнала «Сейсмостойкое строительство. Безопасность сооружений» в обобщённом виде, излагаемую и много раз используемую авторами настоящей работы, принятую по нормативам уровня [1, 18], а также в НП-031-01 «Нормы проектирования сейсмостойких атомных электростанций».

Рассматриваемый МДА теории сейсмостойкости сооружений является дальнейшим развитием ЛСМ, упрощающий процедуру конечно-элементного моделирования действительных конструкций, но использующий методы численного компьютерного интегрирования больших систем дифференциальных сейсмических уравнений 2-го порядка.

Ключевые слова: сейсмическое воздействие, 3-хкомпонентная акселерограмма, синтезированная (вероятностно-статистическая) акселерограмма, сейсмический спектр ответа, уравнение затухающих и незатухающих сейсмических колебаний, модальный анализ, линейно-спектральный метод, метод динамического анализа, математическая модель сейсмического воздействия.

CALCULATED ANALYSIS OF SEISMIC SAFETY OF LOADED
CRANES OPERATED IN BUILDINGS AND STRUCTURES
IN 2 PARTS. PART 2
METHODS OF CALCULATED ANALYSIS OF SEISMIC SAFETY
OF LOADED CRANES

Panasenko N.N.¹, Sinelshikov A.V.2, Yakovlev P.V.¹

1 - Astrakhan State Technical University, Astrakhan

*2 - Astrakhan State University of Architecture and Civil Engineering,
Astrakhan*

The choice of methods of the theory of seismic resistance in relation to the assessment of seismic safety of hoisting cranes operated in buildings and structures depends on the availability and form of a seismic model. In the presence of a seismic input in the form of seismic coefficients of dynamism (SKD), or their modifications in the form of seismic response spectra (CSR), LPM, its "flat" version according to SP 14.13330.2014 [7], and its development by the journal "Seismic resistant construction . Safety of structures "in a generalized form, which is presented and used many times by the authors of this work, adopted according to the standards of the level [1, 18], and also in NP-031-01" Design standards for seismic resistant nuclear power plants ".

The MDA of the theory of seismic stability of structures is a further development of LPC, simplifying the procedure of finite element modeling of actual structures, but using methods of numerical computer integration of large systems of second-order differential seismic equations.

Key words: seismic action, 3-component accelerogram, synthesized (probability-statistical) accelerogram, seismic response spectrum, equation of damped and undamped seismic oscillations, modal analysis, linear-spectral method, dynamic analysis method, mathematical model of seismic action.

1. Математическая модель сейсмического воздействия

Уравнение вынужденных сейсмических колебаний недемпфированной системы расчётно-динамической модели (РДМ)

подъёмного сооружения с n степенями свободы имеет вид:

$$[M]\{\ddot{V}(t)\} + [K]\{V(t)\} = P_{cm} + P_d - [M]\{\ddot{A}(t)\} \quad (1)$$

где $[M]$ и $[K]$ - матрицы масс и жёсткости РДМ конструкции. В матричном уравнении (1) $\{\ddot{A}(t)\}$ = вероятностно-статистическая акселерограмма (ВСА) землетрясения; $P_{ст-Рд}$ - соответственно вектора статических и динамических эксплуатационных и технологических нагрузок на грузоподъёмную машину; $\{V(t)\}$ и $\{\ddot{V}(t)\}$ - вектор перемещений РДМ и его вторая производная.

В соответствии с п. 5.1.1. РБ 006-98 «Определение исходных сейсмических колебаний грунта для проектных основ» [1] для синтеза расчётных акселерограмм используется полученный в результате обработки набор аналоговых акселерограмм, подобных для сходных сейсмических и грунтовых условий, представленных в работах [2-6], сводный ансамбль которых приведён на рис.1.

Принято считать, что расчётная акселерограмма РБ 006-98 [1] является консервативной

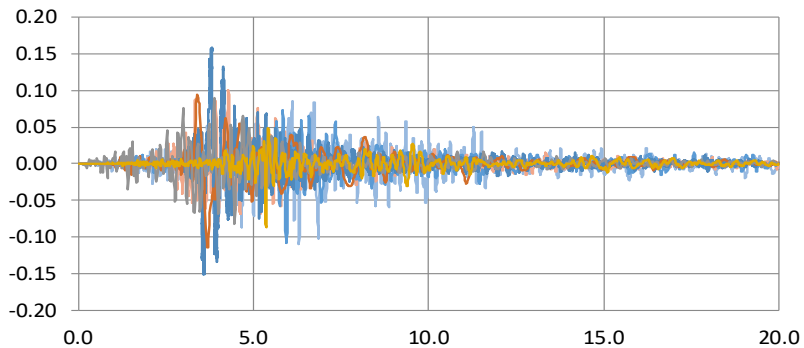
$$a_{\beta}^0 = A(t) \sum_{i=1}^m B_i \sin(\omega_i t + \varphi) \quad (2)$$

в которой $A(t)$ – огибающая, а фазовые углы φ_i представляют собой равномерно распределенные в интервале от 0 до 2π случайные величины. Шаг по частоте $\Delta\omega$ определяется из условия гладкости спектра реакции как $(\omega_i - \omega_{i-1})/\omega_{i-1} = 0,06347$.

Расчёты производятся в интервале периодов T от 0,05 до 3 с. В качестве первого приближения для амплитуды B_i в (2) используются значения непосредственно взятые с заданной кривой $\beta(T)$ СНиП II-7-81* [7] для соответствующих значений частот ω_i .

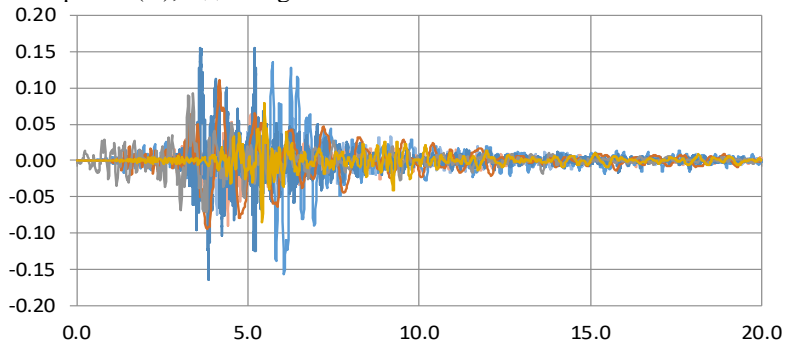
Уход от консервативной акселерограммы (2) представляется авторам настоящей работы в разработке вероятностно-статистической акселерограммы (ВСА), получаемой на основе обработки ансамбля исходных, целесообразнее реальных акселерограмм землетрясения 7 баллов MSK-64 [2-6].

Ускорение (X), в долях g



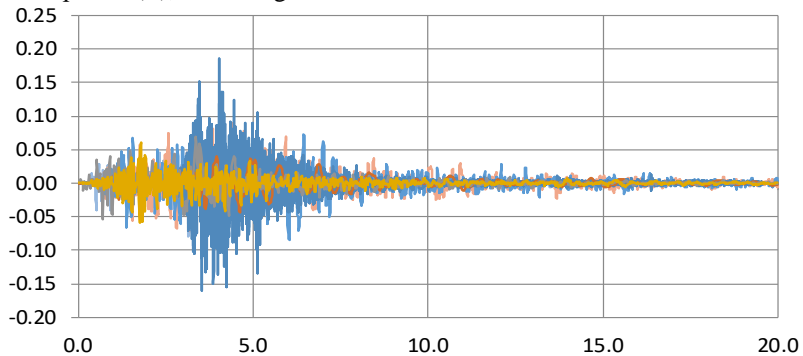
T, с

Ускорение (Y), в долях g



T, с

Ускорение (Z), в долях g



T, с

Рисунок 1 – Сводный ансамбль реальных 7-балльных акселерограмм МРЗ MSK-64 [2-6] на дневной поверхности

Для построения ВСА авторами настоящей работы приняты следующие допущения [8, 9]: 1) на времени действия τ_3 , эффективной фазы землетрясения, $4с \leq \tau_3 \leq 10с$, СВ является случайным стационарным процессом с нулевым матожиданием, дисперсией σ_a^2 , корреляционной функцией (КФ) – $K(\tau)$ и функцией спектральной плотности (ФСП) – $G_a(\omega)$; 2) СВ, заданное акселерограммой $a(t)$, имеет нормальный закон распределения; 3) СВ, в отличие от СНиП II-7-81* [7], задаются для 3-х направлений пространства: 2-х горизонтальных X , Y и вертикального Z , причем вероятность проектного землетрясения (ПЗ) равна $T_c / 10^3$, а максимального расчетного землетрясения (МРЗ) – $T_c / 10^4$, где T_c – нормативный срок службы проектируемого сооружения, например, согласно РД 22-01-97 [10].

СВ как случайную функцию $\tilde{a}(t)$ представим ансамблем [2-6] выборочных функций $\{a_i(t)\}$, каждая из которых не описывает всех свойств СВ. Проведя статистическую обработку ансамбля исходных акселерограмм получим воздействие, учитывающее все свойства ансамбля. Для этого каждая акселерограмма исходного ансамбля переоцифровывается с одним и тем же шагом Δt ($0,01с \leq \Delta t \leq 0,03с$) и для каждой из них устанавливается длительность, соответствующая длительности τ , эффективной фазы ансамбля. В результате получается ансамбль переоцифрованных с одинаковым по времени шагом акселерограмм равной длительности, рассматриваемых как реализация случайного процесса $\tilde{A}(t)$.

Для каждого момента времени t_k (с шагом оцифровки) проводится среднее мгновенных значений процесса землетрясения – определяется $\langle a | t_k \rangle$ и $\sigma^2_{\langle a | t_k \rangle}$ – соответственно, математическое ожидание и среднеквадратическое значение (дисперсия)

$$\langle a | t_k \rangle = \sum_{i=1}^{i=S} (a_i | t_k) / S ;$$

$$\sigma^2_{\langle a | t_k \rangle} = \sum_{i=1}^{i=S} (a_i | t_k - \langle a | t_k \rangle)^2 / (S - 1) \quad (3)$$

где S – число реализаций сейсмических процессов. Выборка $a_i | t_k$ объемом S в (3) имеет нормальный закон распределения. С изменением объема выборки будут меняться дисперсия (3). В этом

случае для момента времени t_k значение $\langle a|t_k \rangle$ процесса является случайной величиной со всеми параметрами дисперсии

$$\sigma_{\langle a|t_k \rangle} = \sigma_{a|t_k} / \sqrt{S}, \quad (4)$$

и матожидания выборочного среднего, которое, с вероятностью $P = F(U_p) = 2\Phi(U_p)$, будет находиться в интервале:

$$\left(\langle a|t_k \rangle - U_p \sigma_{a|t_k} / \sqrt{S} \right) \leq \mu \leq \left(\langle a|t_k \rangle + U_p \sigma_{a|t_k} / \sqrt{S} \right),$$

где верхняя граница (5) является средне-статистической акселерограммой (ССА-акселерограммой):

$$\langle a \rangle_k = \langle a|t_k \rangle + U_p \sigma_{\langle a|t_k \rangle}. \quad (6)$$

В (5) и (6) $F(U_p)$, $\Phi(U_p)$ – соответственно, табулированные функции нормального распределения (нормированного и Лапласа); U_p – квантиль нормального распределения, соответствующий принятой проектировщиком доверительной вероятности P , значения которого приведены в табл. 1.

Заметим, что выбор доверительной вероятности P в (5) не является математической задачей, а определяется конкретно решаемой проблемой. Величина

$$\alpha = (1-P), \quad (7)$$

называется уровнем значимости или риском пользователя (риском 1 рода) и определяет критическую область, в которую попадает α процентов неучтённых возможных средних значений выборки S .

При малом числе реализаций процесса вместо квантиля U_p в (5) и (6) следует принимать квантиль t_p распределения Стьюдента (табл. 1.).

Таблица 1. Квантили U_p нормального распределения

Критерий	Доверительная вероятность					
	0,90	0,95	0,975	0,990	0,995	0,999
Односторонний	1,282	1,645	1,96	2,362	2,576	3,0
Двухсторонний	1,645	1,96	2,362	2,576	3,0	3,3

Таблица 2. Квантили t_p распределения Стьюдента

Объем выборки	Доверительная вероятность P		
	0,95	0,99	0,999
5	3,04	5,04	9,43
15	2,22	3,08	4,28

20	2,15	2,93	3,98
30	2,08	2,80	3,72
40	2,03	2,71	3,53
50	1,99	2,64	3,41
100	1,96	2,58	2,29

Анализ реальных акселерограмм (2-6) показывает, что у (2), построенных для различных ансамблей, пиковые ускорения в момент времени t_k могут существенно отличаться, поэтому для повышения точности представления СВ и повышения качества сейсмических расчётов применяют ВСА. Учитывая, что среднеквадратичное значение $\sigma_{a|t_k}$ в (5) тоже является случайной величиной, имеющей доверительный интервал

$$(1 - q_p) \sigma_{a|t_k} \leq \sigma_{a|t_k} \leq (1 + q_p) \sigma_{a|t_k}, \quad (8)$$

где q_p – квантиль распределения (табл. 3).

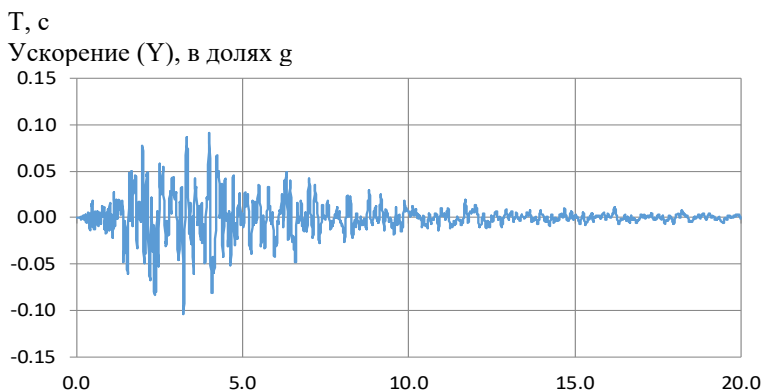
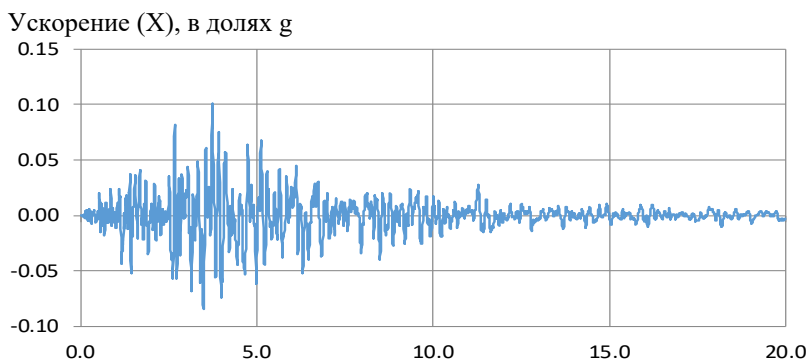
Таблица 3. Значения квантили q_p

Число дискретных значений ансамбля акселерограмм	Доверительная вероятность P		
	0,95	0,99	0,999
5	1,37	2,67	5,64
10	0,65	1,08	1,80
15	0,46	0,73	1,15
20	0,37	0,58	0,88
30	0,28	0,43	0,63
40	0,24	0,35	0,50
50	0,21	0,30	0,43
100	0,14	0,20	0,27

Очевидно, для построения ВСА целесообразно принимать верхнюю границу P -процентного интервала среднеквадратичного значения $\sigma_{a|t_k}$ из (8). После чего ВСА с учётом (8) представляется в виде:

$$a_k = \left[\langle a_k | t_k \rangle + U_p \sigma_{\langle a | t_k \rangle} \right] + U_p \left[\sigma_{a|t_k} (1 + q_p) \right], \quad (9)$$

которая учитывает P -процентов свойств всей исходной информации ансамбля $\{a_i(t)\}$ [2-6] и может быть использована как модель СВ на грунте при расчете зданий и сооружений на сейсмостойкость линейно-спектральным методом (ЛСМ) и МДА. Очевидно, что ВСА (9) интенсивностью 7 баллов по шкале MSK-64 рекомендуется использовать для практических расчётов зданий и сооружений на СВ по МДА (рис. 2), причем выбор значений доверительной вероятности P в (9) производится в зависимости от вероятности (7).



Т, с
Ускорение (Z), в долях g

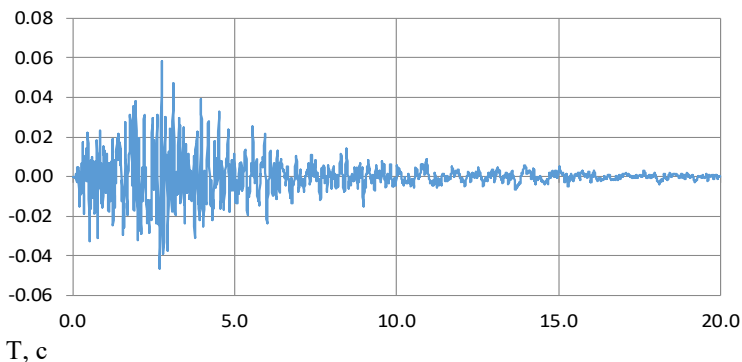


Рисунок 2 – Расчётная ВСА МРЗ 7 баллов MSK-64 на отметке +0 на дневной поверхности

В целях практических расчетов сооружений на СВ получение значений оцифровки любой акселерограммы $a(t)$ с любым шагом в пределах длины полупериодов осуществляется с использованием формулы

$$a(t + \tau) = a_m \sin(\pi\tau/L), \quad (10)$$

где L – длительность импульса; t – время начала импульса; τ – время в пределах импульса, $0 \leq \tau \leq L$; a_m – амплитуда импульса.

Здесь следует учесть, что ВСА-акселерограммы (9) обеспечены оцифровками, как процесс на временной оси с шагом Δt ($0,01 \leq \Delta t \leq 0,08$ с). Очевидно, пользователю 3-х компонентными ВСА-акселерограммами (9) при сейсмическом проектировании зданий и сооружений МДА следует помнить, что их качество при полноте информации большей чем [2-6] может быть улучшено. Кроме того, их качество должно оцениваться через призму сведений [7], согласно которых максимальные ускорения пиков акселерограмм 7, 8 и 9 баллов отличаются друг от друга в 2 раза и составляют, соответственно, 1, 2 и 4 м/с².

В заключение следует указать, что ВСА при наличии расчётной динамической модели рассчитываемого объекта служит основой для построения МДА поэтажной ВСА на уровне установки встроенного технологического оборудования, крановых конструкций и др. с целью их детального расчета на сейсмостойкость.

С целью оценочного анализа ВСА 7 баллов (рис. 1.47) МРЗ MSK-64 на рис. 3 и 4 представлены соответственно, её сейсмический спектр ответа (ССО) и сейсмические коэффициенты динамичности (СКД) на

дневной поверхности на временной и частотной оси, в том числе, для сравнения, СКД СНиП II-781*[7], для грунтов II категории. Для оценки амплитудных характеристик ВСА 7 баллов (см. рис. 2) представлены её амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) и амплитудно-частотная характеристика (АЧХ). Очевидно, что пользователю ВСА 7 баллов, при необходимости, следует учитывать грунтовые условия как согласно [7, 12], так и результатов обеспеченности и сейсмомикрорайонирования, например, согласно [3, 13]. Кроме того, оцифровку ВСА 7 баллов МРЗ MSK-64 можно найти по рекомендациям работы [11].

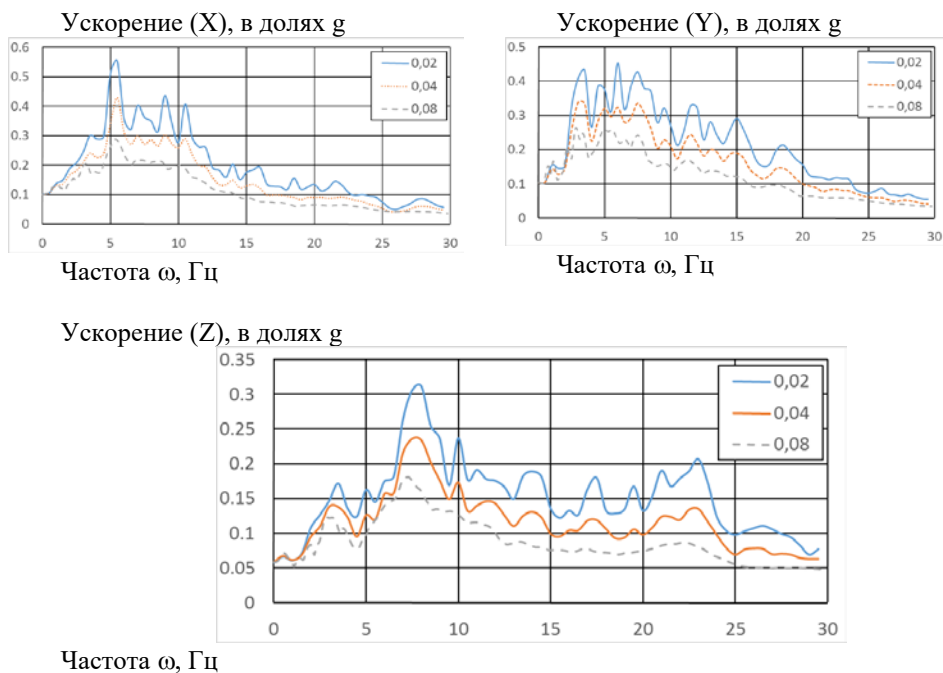
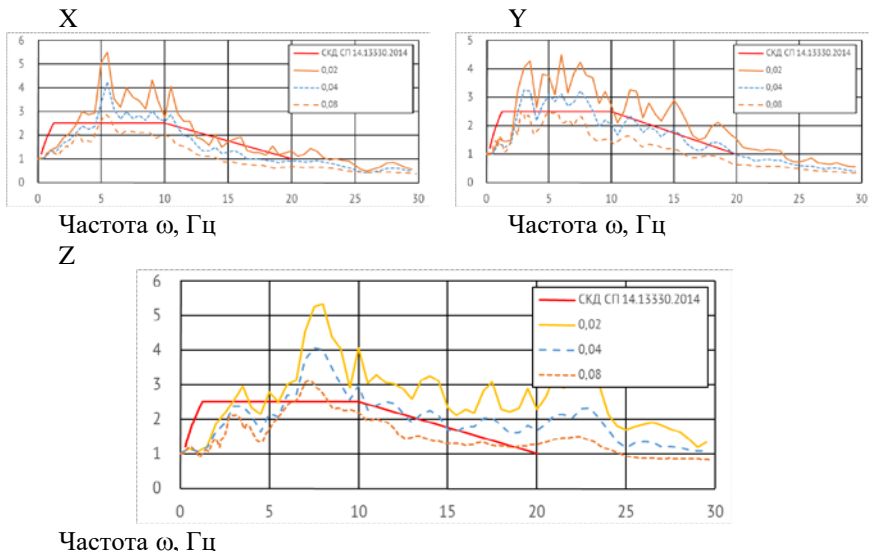


Рисунок 3 – Сейсмические спектры ответа ВСА МРЗ 7 баллов MSK-64 на дневной поверхности (затухание 0,02, 0,04, 0,08)



Частота ω , Гц

Частота ω , Гц

Частота ω , Гц

Рисунок 4 – Сейсмические безразмерные коэффициенты динамичности $\beta(\omega)$ ВСА МРЗ 7 баллов MSK-64 на дневной поверхности (затухание 0,02, 0,04, 0,08)

Необходимо указать, что затуханию $\xi=0,02, 0,04, 0,05$ и $0,08$ (см. рис. 3,4) соответствует логарифмический декремент затухания колебаний δ_3

$$\xi = \delta_3 \left[(2\pi)^2 + \delta_3^2 \right]^{-0,5} \cong \delta_3 / 2\pi, \quad (11)$$

величины которого принимают значения соответственно 0,12, 0,25, 0,314 и 0,5, что соответствует сведениям [14]

2. Математическая модель линейно-спектрального метода

В качестве расчётного базиса линейно-спектрального метода (ЛСМ) примем собственные векторы, полученные, в частности, для стержневой динамической системы сооружения из уравнений свободных колебаний n -го порядка:

$$[M] \{\ddot{V}(t)\} + [K] \{V(t)\} = \{0\}, \quad (12)$$

полученных из (1). Для системы со многими степенями свободы исключим время t в (12) с помощью вектора перемещений

$$\{v(t)\} = [\Phi] \sin(\omega t + \vartheta), \quad (13)$$

и его второй производной по времени

$$\left\{ \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right\} = -[\Lambda][\Phi] \sin(\omega t + \vartheta) = -[\Lambda]\{v\}, \quad (14)$$

что приводит к системе уравнений для собственных значений относительно форм колебаний

$$[M]^{-1}[K][\Phi] - [\Phi][\Lambda] = \{0\},$$

в котором $[\Phi]$ - фундаментальная матрица произведения матриц $[M]^{-1}[K]$ порядка $n \times n$, составленная из собственных векторов, расположенных по столбцам

$$[\Phi] = [\{\Phi_1\} \dots \{\Phi_m\} \dots \{\Phi_n\}] = \begin{bmatrix} \begin{pmatrix} \Phi_{11} \\ \dots \\ \Phi_{n1} \end{pmatrix} & \dots & \begin{pmatrix} \Phi_{1m} \\ \dots \\ \Phi_{nm} \end{pmatrix} & \dots & \begin{pmatrix} \Phi_{1n} \\ \dots \\ \Phi_{nn} \end{pmatrix} \end{bmatrix}, \quad (15)$$

характеризующая форму колебаний полной системы, у которой изменяются только амплитуды и ϑ - фазовый угол; $[\Lambda]$ - диагональная матрица собственных значений, элементами которой являются квадраты собственных частот

$$[\Lambda] = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & & & \\ & \omega_2^2 & & \\ & & \dots & \\ & & & \omega_m^2 & & \\ & & & & \dots & \\ & & & & & \omega_n^2 \end{bmatrix}_{n \times n}. \quad (16)$$

Подставив выражения (13) и (14) в (12), получим:

$$-[\Lambda][M][\Phi] \sin(\omega t + \vartheta) + [K][\Phi] \sin(\omega t + \vartheta) = \{0\},$$

откуда приходим к уравнению для собственных значений (однородной системе):

$$(-[\Lambda][M] + [K])[\Phi] = \{0\}. \quad (17)$$

Условие нетривиальности решения однородной системы (17) приводит к частотному уравнению МКЭ в прямой форме

$$\| [M]^{-1}[K] - [E][\Lambda] \| = 0, \quad (18)$$

легко разрешимому с помощью ЭВМ, где $[E]$ - единичная матрица.

Здесь всегда принимается во внимание, что решение частотного уравнения, согласно (17), удовлетворяет условию

$$[M]^{-1}[K] = [\Phi][\Lambda][\Phi]^{-1}.$$

Поскольку уравнение движения является линейным, связь между обобщёнными координатами $\{V\}$ и нормальными координатами $\{\psi\}$

определяется соотношением:

$$\{V\} = [\Phi]\{\psi\} \quad (19)$$

Подставим в (1) выражение (19) и его вторую производную и умножим слева полученное уравнение на транспонированный вектор m -й формы колебаний $\{\phi_m\}^T$, получим распадающееся уравнение n -го порядка:

$$\{\phi_m\}^T [M][\Phi]\{\ddot{\psi}\} + \{\phi_m\}^T [M][\Phi]\{\dot{\psi}\} = -\{\phi_m\}^T [M]\{\ddot{A}(t)\} \quad (20)$$

которое, согласно условию ортогональности, доказанным Рэлеем, с учётом (17) распадается на несвязанные уравнения по формам колебаний:

$$M_m \ddot{\psi} + K_m \psi = -(\overline{\phi_m})^T [M]\{\ddot{A}(t)\} \quad (21)$$

где M_m и K_m - модальные масса и жёсткость соответственно:

$$M_m = \{\phi_m\}^T [M]\{\phi_m\}; \quad K_m = \{\phi_m\}^T [K]\{\phi_m\} \quad (22)$$

Вектор в правой части (21) с учётом (22) представляет собой долю сейсмической нагрузки на сооружение, вызывающую колебания его РДМ по m -й форме. Если СВ в (21) представим в виде:

$$\{\ddot{A}(t)\} = \{\overline{\cos}\}\ddot{A}_0(t) \quad (23)$$

где $\{\overline{\cos}\}$ - трёхкомпонентный вектор направляющих косинусов 3-х компонентной ВСА-акселерограммы (см.рис.2) в общей системе координат (ОСК)Ю то уравнение (21) с учётом затухания (11) примет вид:

$$\ddot{\psi} + 2\xi_m \omega_m \dot{\psi} + \omega_m^2 \psi = -D_m \ddot{A}_0(t) \quad (24)$$

где ω_m - собственная m -я частота колебаний осциллятора, определяемая из (16): $\omega_m^2 = K_m / M_m$, D_m - коэффициент влияния с учётом (22) - величина постоянная для m -й формы колебаний РДМ сооружения:

$$D_m = \{\phi_m\}^T [M]\{\overline{\cos}\} / M_m \quad (25)$$

Теперь покажем, что матрица жёсткости полой стержневой системы сооружения порядка $n \times n$, состоящая из S конечных элементов определяется методом суперпозиции:

$$[K]_{n \times n} = \sum_{jk=1}^{jk=S} \begin{bmatrix} [K]_{6 \times 6}^{jj} & [K]_{6 \times 6}^{jk} \\ [K]_{6 \times 6}^{kj} & [K]_{6 \times 6}^{kk} \end{bmatrix} \begin{matrix} \\ \\ \\ \end{matrix} \Bigg|_{\substack{12 \times 12 \\ ОСК \ n \times n}}, \quad (26)$$

согласно которого матричная форма матрицы отдельного

стержневого конечного элемента(КЭ) $[K]_{12 \times 12}^{jk}$ распадается на четыре

блока, в которых $[K]_{6 \times 6}^{kj} = ([K]_{6 \times 6}^{jk})^T$, где T - индекс транспонирования. Известно, что матрица жёсткости (масс) из местной системы координат в общую (ОСК) переводится с применением матрицы $[T]_{12 \times 12}^{jk}$:

$$[K]_{12 \times 12}^{jk} = ([T]_{12 \times 12}^{jk})^T \times \left([K]_{6 \times 6}^{jk} \right) \times ([T]_{12 \times 12}^{jk}) \quad (27)$$

в которой:

$$[T]_{12 \times 12}^{jk} = [[\Lambda]_{3 \times 3} [\Lambda]_{3 \times 3} [\Lambda]_{3 \times 3} [\Lambda]_{3 \times 3}] \quad (28)$$

а матрица $[\Lambda]_{3 \times 3}$ в 28 - матрица направляющих косинусов углов Эйлера [8, 9]; для целей практики матрицу $[K]_{12 \times 12}^{jk}$ стержневого КЭ представим в блочном виде типа (26) матричными формулами (29)-(31),

$$[K]_{6 \times 6}^{ij} = \begin{bmatrix} \frac{12EJ_y}{L^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EJ_y}{L^2} & 0 \\ 0 & \frac{12EJ_x}{L^3} & 0 & \frac{6EJ_x}{L^3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{6EJ_x}{L^2} & 0 & \frac{4EJ_x}{L} & 0 & 0 \\ -\frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EJ_y}{L} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{GJ_p}{L} \end{bmatrix} \quad (29)$$

$$[K]_{6 \times 6}^{kk} = \begin{bmatrix} \frac{12EJ_y}{L^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EJ_y}{L^2} & 0 \\ 0 & \frac{12EJ_x}{L^3} & 0 & -\frac{6EJ_x}{L^3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{6EJ_x}{L^2} & 0 & \frac{4EJ_x}{L} & 0 & 0 \\ \frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EJ_y}{L} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{GJ_p}{L} \end{bmatrix} \quad (30)$$

$$[K]_{6 \times 6}^{jk} = \begin{bmatrix} -\frac{12EJ_y}{L^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EJ_y}{L^2} & 0 \\ 0 & -\frac{12EJ_x}{L^3} & 0 & \frac{6EJ_x}{L^3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{6EJ_x}{L^2} & 0 & \frac{2EJ_x}{L} & 0 & 0 \\ \frac{6EJ_y}{L^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{2EJ_y}{L} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{GJ_p}{L} \end{bmatrix} \quad (31)$$

определяемым модулем упругости E , осевыми и полярными моментами инерции $I_{x(y,p)}$ (m^4), длиной L (m) и площадью поперечного сечения A (m^2) стержневого КЭ jk .

Аналогично (29)-(31) матрица распределённых масс стержневого КЭ jk в МСК имеет вид [15]:

$$[M]_{6 \times 6}^{jj} = \left(\frac{\rho AL}{420} \right) \begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & 0 & -22L & 0 \\ 0 & 156 & 0 & 22L & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 140 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 22L & 0 & 4L^2 & 0 & 0 \\ -22L & 0 & 0 & 0 & 4L^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 156 \left(\frac{J_x + J_y}{A} \right) \end{bmatrix} \quad (32)$$

$$[M]_{6 \times 6}^{kk} = \left(\frac{\rho AL}{420} \right) \begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & 0 & 22L & 0 \\ 0 & 156 & 0 & -22L & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 140 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -22L & 0 & 4L^2 & 0 & 0 \\ 22L & 0 & 0 & 0 & 4L^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 156 \left(\frac{J_x + J_y}{A} \right) \end{bmatrix} \quad (33)$$

$$[M]_{6 \times 6}^{jk} = \left(\frac{\rho AL}{420} \right) \begin{bmatrix} 63 & 0 & 0 & 0 & 13L & 0 \\ 0 & 63 & 0 & 13L & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 70 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -13L & 0 & -3L^2 & 0 & 0 \\ -13L & 0 & 0 & 0 & -3L^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -156 \left(\frac{J_x + J_y}{A} \right) \end{bmatrix} \quad (34)$$

в которых ρ - объёмный вес материала (т/м^3) КЭjk, а

$$[M]_{6 \times 6}^{kj} = \begin{bmatrix} [M]_{6 \times 6}^{jk} \end{bmatrix}.$$

Теперь стало очевидным, следуя (21) и (24), что сейсмические нагрузки по своей природе являются расчётными инерционными нагрузками, для определения которых необходимо знать абсолютные ускорения колебаний земли $\{\ddot{A}(t)\}$ из (23). Для многомассовых систем грузоподъёмных кранов и их крановые рельсовые пути (КРП) расчётные сейсмические нагрузки определяются вектором:

$$\{S(t)\} = [M]\{\ddot{A}(t)\}, \quad (35)$$

в котором $\{\ddot{A}(t)\}$ - вектор абсолютных ускорений земли в обобщённых координатах (19). Учитывая (21) и (35), вклад от m -й формы колебаний конструкции сооружения в искомую ЛСМ теории сейсмостойкости расчётную сейсмическую нагрузку имеет вид (25):

$$\{S(t)\}_m = [M]\{\phi_m\}D_m\ddot{y}_{a,m}(t). \quad (36)$$

Здесь $\ddot{y}_{a,m}(t)$ - абсолютное ускорение m -го осциллятора, испытывающего СВ $\{\ddot{A}(t)\}$. Принципиально важным моментом в ЛСМ пространственных конструкций зданий и сооружений с крановыми нагрузками является переход от динамической задачи (36) к квазистатической, что осуществляется заменой временной функции $\ddot{y}_{a,m}(t)$ в (36) на постоянную величину $\ddot{y}_{a,m}$, которая представляет

собой максимальную реакцию осциллятора с частотой ω_m на воздействие, заданное акселерограммой $\ddot{A}(t)$ (23). При этом, величину $\ddot{y}_{a,m}(t)$ следует получать из сейсмического спектра ответа (ССО) (рис.3) для заданной акселерограммы [16] (см.рис.2), поэтому расчёт m -й сейсмической силы (36), в соответствии с ЛСМ, осуществляется с использованием ССО с учётом (25) по формуле:

$$\{S\}_m = [M]\{\phi_m\}D_m W(\omega_m, \xi_m), \quad (37)$$

где $W(\omega_m, \xi_m)$ - отсчёт ССО с затуханием ξ_m на частоте ω_m , построенного для акселерограммы $\ddot{A}(t)$ из (23) [16]. При этом $\ddot{y}_{a,m} = W(\omega_m, \xi_m)$. Если исходная акселерограмма (в данном случае ВСА) задана трёхкомпонентным воздействием вида (23), что чаще всего имеет место на практике, сейсмическую нагрузку (37) по m -й форме колебаний на конструкции сооружения вычисляют по формуле:

$$\{S\}_m = [M]\{\phi_m\} \frac{\{\phi_m\}^T [M]}{\{\phi_m\}^T [M] \{\phi_m\}} \{W(\omega_m, \xi_m)\} \quad (38)$$

где $\{W(\omega_m, \xi_m)\}$ - вектор порядка n^* , построенный на основе трёхкомпонентной ССО (см.рис.3) с использованием ВСА (9), при этом $n^* < n$, где n - число степеней свободы РДМ сооружения, $n^* = 30 \div 50$ Гц, где:

$$\{W(\omega_m, \xi_m)\} = \left\{ \begin{array}{l} \{W_x(\omega_m, \xi_m)\}_f, \{W_y(\omega_m, \xi_m)\}_f, \{W_z(\omega_m, \xi_m)\}_f, 0, 0, 0 \}_1^T \\ \dots \\ \{W_x(\omega_m, \xi_m)\}_f, \{W_y(\omega_m, \xi_m)\}_f, \{W_z(\omega_m, \xi_m)\}_f, 0, 0, 0 \}_n^T \end{array} \right\}. \quad (39)$$

Фактически в рамках ЛСМ вводится понятие квазистационарных расчётных сейсмических сил $\{S\}_m$ (38), каждый вектор которой по m -й форме колебаний РДМ сооружения характеризуется тем, что при приложении эквивалентного ей вектора статических сил конструкция сооружения получит сейсмические смещения $\{V\}_m$ в ОСК, определяемые из уравнения [17]:

$$[K]\{V\}_m = \{S\}_m. \quad (40)$$

Используя полученный вектор смещений $\{V\}_m$ из (40), согласно теории МКЭ в МСК определяется известный вектор внутренних усилий $\{Q\}_m$, в каждом КЭjk РДМ конструкции крана по m -й форме

колебаний:

$$\{Q\}_m^{jk} = [K]_{0,xyz}^{jk} \left([T]_{12 \times 12}^{jk} \{V\}_m^{jk} \right), \quad (41)$$

где: $[T]_{12 \times 12}^{jk}$ - матрица (28) преобразования ОСК→МСК; $[K]_{0,xyz}^{jk}$ - матрица жёсткости КЭjk; $\{V\}_m^{jk}$ - вектор перемещений узлов j и k КЭjk 12-го порядка, выделенный из вектора $\{V\}_m$ n-го порядка, полученный в результате решения (40):

$$\{V\}_m^{jk} = \left\{ \begin{array}{l} (\delta_x, \delta_y, \delta_z, \varphi_x, \varphi_y, \theta_z)^{j,T} \\ (\delta_x, \delta_y, \delta_z, \varphi_x, \varphi_y, \theta_z)^{k,T} \end{array} \right\},$$

где в строках первые три - линейные перемещения узла j(k) по осям XYZ ОСК, далее, три угловых.

Результирующие внутренние усилия от действующих расчётных сейсмических сил (33) должны быть получены суммированием векторов (41) для всех учитываемых форм колебаний, как правило, до 30 Гц. Однако, поскольку их значения для разных собственных форм достигаются в различные моменты времени, они не могут быть определены в рамках ЛСМ. Поэтому суммарные расчётные сейсмические силы определяют с помощью эмпирических формул, установленных с помощью сопоставления расчёта по ЛСМ и методом динамического анализа (МДА) на действие акселерограммы, в частности, среднеквадратичным суммированием:

$$\{Q\}_S = \sqrt{\sum_{m=1}^{n^*} (\{Q\}_m)^2}, \quad (42)$$

где $n^* \ll n$ - число учитываемых форм колебаний. Для близко расположенных частот, таких, что $\omega_i \leq 1.1 \omega_{i-1}$, внутренние усилия (41), найденные методом среднеквадратичного суммирования (42), оказываются заниженными по сравнению с внутренними усилиями, найденными с помощью МДА. В этом случае авторы [18] рекомендуют алгебраическое суммирование, а для полученных сумм - среднеквадратичное суммирование:

$$\{Q\}_S = \sqrt{\sum_{m=1}^q \left(\sum_{l=1}^{r_q} |\{Q\}_{m,l}| \right)^2}, \quad (43)$$

где: q - число групп; r_q - число частот в q-й группе. Полученные среднеквадратичным суммированием (43) внутренние усилия не имеют знака и, следовательно, отсутствует информация о направлении

их действия. Поэтому в рамках ЛСМ принимаются наихудшие условия нагружения, которые получаются при совпадении направления действия статических эксплуатационных и расчётных сейсмических нагрузок. Тогда для каждого КЭjk суммарные внутренние усилия вычисляются по формуле:

$$\{Q\} = \{Q\}_S + \text{sign}(\{Q\}_0) * \{Q\}_S \quad (44)$$

Дополнительно отметим, что предложенная методика ЛСМ не исключает плоский расчёт согласно СП 14.13330 [7], для целей которого на рис.4 приведены графики сейсмических коэффициентов динамичности (СКД) как ВСА-акселерограммы 7 баллов NSK-64 (см. рис. 2) при затухании (11) 0,02, 0,04 для стальных конструкций, и при затухании 0,08 для железобетонных конструкций зданий с крановыми нагрузками, так и строительные СКД СП 14.13330 [7]. Не исключено, что для проектировщиков сейсмостойких кранов интерес может представить сейсмический расчёт на 8-балльное землетрясение, либо его долевые составляющие от 7,1 балла с шагом 0,1 до 8 баллов, поскольку согласно карт общего сейсмического районирования ОСР-97 территории стран СНГ и России 7 баллов районы составляют 58% общей площади, 8 баллов - 28%, 9 баллов - 14%. Тогда используют единичную нормализованную акселерограмму, как предписывает приложение 3 РБ 006-98 [1], получают делением амплитуд ВСА 7 баллов (см. рис. 6) на её максимальную амплитуду (см. рис. 1.54) с применением которой получают модифицированные (синтезированные) ВСА в границах от 7 до 8 баллов с шагом $\Delta I=0,1$, пересчёт которых производится по формулам, принятым по [19].

$$A_m^{x,y}(t) = \frac{1}{1000} A_n^{x,y}(t) \cdot 10^{0,3b-0,1}; \quad A_m^z(t) = \frac{1}{2000} A_n^z(t) \cdot 10^{0,3b-0,1}, \quad (45)$$

где $A_n^{x,y}$ - нормализованная (единичная) акселерограмма; b - балльность модифицированной акселерограммы; $A_m^{x,y}(t)$ - модифицированная (синтезированная) расчётная акселерограмма, в которой переходные коэффициенты имеют вид

$$K_n = 10^{0,3b-0,1}, \quad (46)$$

значения которых приведены в табл. 4.

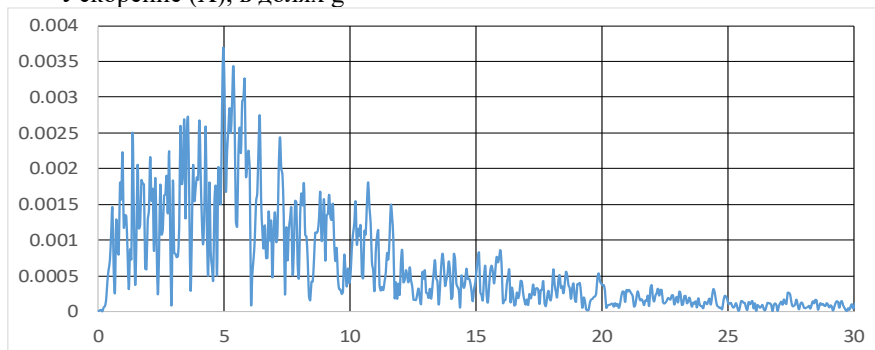
Таблица 4 Переходные коэффициенты от нормализованной к модифицированным акселерограммам МРЗ MSK-64

Баллы модифицированной (синтезированной) акселерограммы	Множитель K_n перехода от нормализованной акселерограммы (б/р)
7,0	0,10000

7,1	0,10715
7,2	0,11482
7,3	0,12303
7,4	0,13183
7,5	0,14125
7,6	0,15136
7,7	0,16218
7,8	0,17378
7,9	0,18621
8,0	0,19953

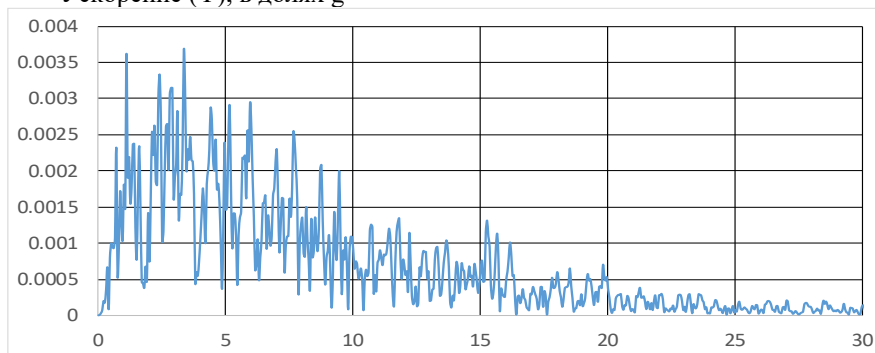
Примечание: компонента Z дополнительно умножается на коэффициент 0,5.

Ускорение (X), в долях g



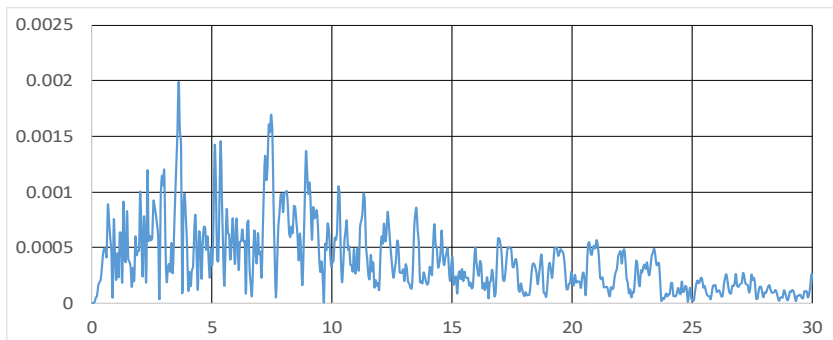
Частота ω , Гц

Ускорение (Y), в долях g



Частота ω , Гц

Ускорение (Z), в долях g



Частота ω , Гц

Рисунок 5 – Амплитудно-частотная характеристика ВСА МРЗ 7 баллов MSK-64

Для оценки спектрального состава ВСА-акселерограмм 7 и 8 баллов MSK-64 традиционно проводят анализ Фурье [11, 22], в результате которого прежде всего получают их амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) (см.рис.5), из которых следует предосторожность необходимости качественного определения спектра составных частот (16), особенно, как следует из рис. 3, 4, 5, в области 2-10 Гц.

В заключение настоящего раздела статьи укажем как на достоинство предложенного развития теории ЛСМ, позволяющего вести расчётный анализ сейсмической безопасности пространственных м/к кранов, в отличие от плоского решения СП 14.13330 [7], смоделированных на основе любых базовых КЭ, так и на его недостатки, главный из которых состоит в том, что предложенная методология завышает внутренние усилия (44) в среднем на 20÷25% и, как следствие, при сейсмическом проектировании кранов, в соответствии с требованиями ФНП [20] завышает их металлоёмкость, что ставит перед проектировщиками необходимость дальнейшего методологического перехода от ЛСМ к методу динамического анализа (МДА) [7, 16, 18, 22].

3. Основы метода динамического анализа

Теперь следует указать, что при расчётном анализе сейсмической безопасности зданий с крановыми нагрузками (см. рис. 6) можно отказаться от иерархических построений РДМ ЛСМ и подвергнуть сейсмическому анализу комплексную РДМ, в которой представлены все расчётные элементы действительной конструкции: РДМ здания

содержит степеней свободы $n=149862$, в т.ч. крана 130/32 т -33,5 м $n=10950$, узлов $u=1825$, КЭ $s=1883$, а также крана 16/3,2 т - 32 м $n=6156$, $u=1026$, $s=987$.

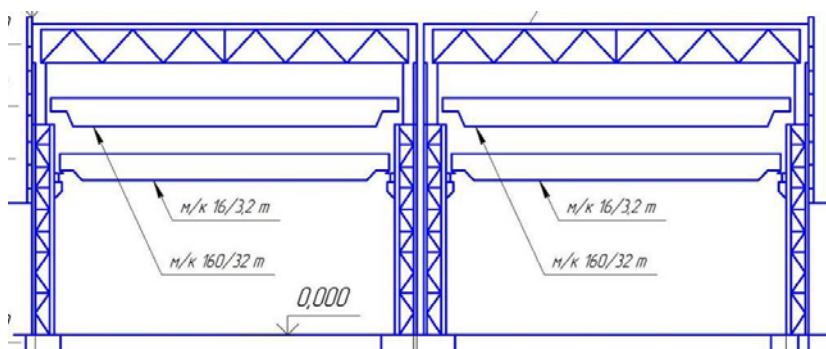


Рисунок 6 – Расчётно-динамическая конечно-элементная модель промышленного здания с крановыми нагрузками: число степеней свободы $n=149862$, узлов $u=24977$, КЭ $s=28480$, в том числе оболочных 17960, стержневых 10520, оборудовано мостовыми кранами 130/32 т и 16/3,2 т

Для проведения динамического расчётного анализа пространственных конструкций, аппроксимированных дискретной конечно-элементной сеткой стержней, пластин, оболочек и 3-х мерных КЭ, как это следует из теории совместных КЭ в рамках алгоритма МКЭ на необходимое для расчётов расчётное сочетание нагрузок можно, с учётом работы [23] сформировать математическую конечно-элементную модель кранового сооружения с n степенями свободы:

$$\left([M]_c + [M]_p \right) \ddot{v}(t) + \gamma_3 \left([M] [K] \right)^{0,5} \dot{v}(t) + [K] v = \left\{ P_{cm} \right\} + \left\{ P_{дин} \right\} - \left([M]_c + [M]_p \right) \ddot{A}(t) \quad (47)$$

в котором γ_3 - согласно (11), коэффициент потерь.

Очевидно, вектора в правой части уравнения движения (47) обозначают как p в (1), соответственно, внешние статические, динамические и кинематические воздействия, в которых $A_m^{x,y}(t)$ может обозначать ускорение переезда краном стыков и просадок рельсовых путей, акселерограммы землетрясений [16], а выражение перед вектором скоростей $\dot{v}(t)$ - матрица затухания Цейтлина-Мартемьянова [24]. Также укажем, что от матричного линейного уравнения (47) без труда можно перейти к нелинейному расчётному анализу, для чего в левую часть (47) необходимо ввести вектор $\{R(V, \dot{V})\}$, характеризующий силы трения заторможенных ходовых колёс, включающиеся связи реборд ходовых колёс, односторонние

связи, в частности стальные канаты грузовых полиспастов, демпферы и др. После чего становится очевидным, что комплексная РДМ промздания должна быть загружена сочетанием нагрузок согласно метода предельных состояний ГОСТ 28600-90, в котором $\ddot{A}(t)$ - акселерограмма расчётного землетрясения интенсивностью согласно карт общего сейсмического районирования ОСР-97[19] - ОСР-97А, ОСР-97-В, ОСР-97С, ОСР-97D, характеризующих разный уровень вероятности превышения сейсмической интенсивности, указанной в баллах шкалы MSK-64 на каждой из карт. Так, карта А соответствует 10%, карта В - 5%, карта С - 1%, карта D - 0,5% вероятности возможного превышения, или, соответственно, 90%, 95%, 99% и 99,5% непревышения в течение 50 лет расчётной сейсмической интенсивности, что соответствует повторяемости сейсмического эффекта на земной поверхности в среднем один раз в 500, 1000, 5000 и 10000 лет.

В качестве способа интегрирования системы сейсмических нелинейных уравнений движения (47) использован жёсткоустойчивый метод Гира как МДА в виде формул дифференцирования назад [23], позволяющий контролировать знак производной $\partial f / \partial u$ на каждом шаге интегрирования и эффективно строить алгоритм интегрирования системы дифференциальных уравнений (47).

Согласно методу Гира, в общем виде, нелинейное матричное уравнение движения типа (47) преобразуется в систему уравнений порядка $2n$ вида:

$$\begin{cases} [E]\{\dot{V}\} = \{W\}, \\ [M]\{\dot{W}\} = -[C]\{W\} - [K]\{V\} - \{R(V, \dot{V})\} + \{P\}, \end{cases} \quad (48)$$

где $[E]$ - единичная матрица. После чего система (48) с учётом вектора фазовых координат (49)

$$Y = \left\{ \{V\}, \{\dot{V}\} \right\}^T = \left\{ \{V\}, \{W\} \right\}^T \quad (49)$$

записывается в виде:

$$[D]\{\dot{Y}\} = [B]\{Y\} + \{H\}, \quad (50)$$

или, с учётом (49), в развёрнутом виде ($W_i = \ddot{V}_i, i > 1, 2, \dots, n$):

$$\begin{bmatrix} [E] & [0] \\ [0] & [M] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{V}\} \\ \{\dot{V}\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [0] & [E] \\ -[K] & -[C] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{V\} \\ \{\dot{V}\} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ \{P\} - \{R(V, \dot{V})\} \end{Bmatrix}. \quad (51)$$

В отличие от одношаговых методов, в (51) нет необходимости вычислять матрицу, обратную матрице масс $[M]^{-1}$, что, как известно, существенно повышает точность расчёта. Решение уравнения (50) ищется в виде итерационного сходящегося процесса:

$$\begin{aligned} Z_n^{(0)} &= PZ_{n-1}; \\ Z_n^{(v+1)} &= Z_n^{(v)} - IWF(Z_n^{(v)}), \end{aligned} \quad (52)$$

где Z_n – вектор Нордсика [25], представленный в транспонированном (Т) виде:

$$Z_n = \left[\{Y\}^n, h\{\dot{Y}\}^n, \frac{1}{2}h^2\{\ddot{Y}\}^n, \frac{1}{6}h^2\{\ddot{\ddot{Y}}\}^n, \dots, \frac{1}{k!}h^k\{Y^{(k)}\}^n \right]^T. \quad (53)$$

В (52) и (53) k – порядок метода Гира (максимальное число первых членов ряда Тейлора полученного решения, совпадающих с точным решением дифференциального уравнения движения) **Ошибка! Источник ссылки не найден.**; P – треугольная матрица Паскаля порядка $2n$:

$$P = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & \dots & 1 \\ & 1 & 2 & 3 & 4 & \dots & k \\ & & 1 & 3 & 6 & \dots & \frac{k(k-1)}{k} \\ & & & \dots & \dots & \dots & \dots \\ & & & & 1 & \dots & \frac{k(k-1)}{k} \\ & 0 & & & & 1 & k \\ & & & & & & 1 \end{bmatrix}; \quad (54)$$

I – вектор вида $\{I\} = \{l_0, l_1, \dots, l_k\}^T$ с постоянными коэффициентами, зависящими от порядка метода Гира, приведёнными в табл. 5. В формуле (52) $F(Z_n^{(v)})$ – функция невязки:

$$F(Z_n^{(v)}) = hF(x_n, (\{Y\}^n)^{(v)}) - h(\{\dot{Y}\}^n)^{(v)}. \quad (55)$$

Здесь $(\{Y\}^n)^{(v)}$ и $(\{\dot{Y}\}^n)^{(v)}$ – решения, полученные на v -том шаге итерации. Кроме того, в (52) W – итерационная матрица вида:

$$W = \left(\frac{\partial F(Z_n^{(v)})}{\partial Z} \cdot I \right)^{-1}. \quad (56)$$

Таблица 5. Порядок метода Гира

Коэффициенты	Порядок метода Гира k				
	2	3	4	5	6
i_0	2/3	6/11	12/25	60/137	20/49
i_1	1	1	1	1	1
i_2	1/3	6/11	7/10	225/274	58/63
i_3		1/11	1/5	85/274	5/12
i_4			1/50	15/274	25/252
i_5				1/274	1/84
i_6					1/1764

Очевидно, что если правая часть уравнения (50) линейна, вследствие того, что в уравнении типа (47) $\left\{ R(V, \dot{V}) \right\} = 0$, итерационный процесс (52) сходится за одну итерацию.

Кроме того, метод Гира как МДА имеет средства контроля погрешностей вычислений на каждом шаге, что позволяет строить адаптивные вычислительные процессы с автоматическим выбором шага интегрирования и порядка метода интегрирования, что позволяет решать, как линейные, так и нелинейные задачи динамического анализа.

В заключении укажем, что основным этапом расчёта сложных пространственных систем крановых сооружений произвольного вида, составленных из тонкостенных стержней (пластин, оболочек, 3-х мерных КЭ) методом конечных элементов в перемещениях является формирование матриц жёсткости, масс и демпфирования отдельного КЭ, находящегося в условиях пространственного деформирования в местной системе координат. Причём, динамический анализ полной системы с распределёнными массами обычно требует более сложных вычислений, чем системы с сосредоточенными массами, поскольку матрица сосредоточенных масс - диагональная, а матрица распределённых масс имеет много недиагональных элементов, что приводит к так называемой инерционной взаимосвязи масс действительных конструкций крановых сооружений, что принято считать важным для проектировочных задач. При этом важно обосновать приоритет МДА теории сейсмостойкости перед ЛСМ, что влечёт за собой особые требования к назначению расчётных сейсмических воздействий, как правило, представленных 3-х

компонентными сейсмическими спектрами ответа (либо СКД), акселерограммами и сейсмическими волновыми процессами.

Список литературы

24. РБ-006-98. Определение исходных сейсмических колебаний грунта для проектных основ. Госатомнадзор России, М., 2000.-74 с.

25. Материалы экспериментального проектирования и технических исследований сейсмостойких сооружений / ГИПРОТИС Госстроя СССР. Таблицы ускорений грунта прошедших землетрясений интенсивностью 7 и 8 баллов.- М, 1961, вып.1.- 200 с.

26. Полевые инженерно-геологические изыскания с целью уточнения несущих свойств грунтов площадки строительства ХОТ-2 / Договор № 12731-Г от 01.06.2009 / Этап 2: «Геофизические измерения с целью сейсмомикрорайонирования площадки».- Иркутск: ЗАО «Востсибгизис», 2009.- 190 с.

27. Center for Engineering Strong Motion Data / United States Geological Survey (<http://strongmotioncenter.org/>).

28. PEER-NGA (<http://peer.berkeley.edu/smcat/>).

29. Сейсмическое микрорайонирование и разработка синтезированных акселерограмм с учётом характеристик грунтов в основании здания №1 завода РТ-2. Отчёт по дог. с ГХК № 10-10/3-2005 от 15.12.05 г. В 4-х томах. Т.4. Арх.№ 5794 от 18.08.2006.- М.: ИГЭ РАН, 2006.- 103 с.

30. СП 14.1333,2014. Строительство в сейсмических районах. Актуализированная редакция СНиП II-7-81*.- М.: Минстрой РФ, 2014.- 125с.

31. Панасенко Н.Н. Динамика и сейсмостойкость подъёмно-транспортного оборудования атомных станций. Диссерт. ... д-ра техн.наук.- В 2-х частях. Часть 1. Новочеркасск, НГТУ, 1992.- 285 с.

32. Синельщиков А.В. Динамика и сейсмостойкость мостовых кранов: Диссерт....канд. техн. наук.- Астрахань: АГТУ, 2000.- 276 с.

33. РД 10-112-01-2004. Рекомендации по экспертному обследованию грузоподъёмных машин. Общие положения / Одобрены НТС по подъёмным сооружениям Ростехнадзора, прот. от 26.04.2004г., И.: Ростехнадзор, 2004.- 20с.

34. Панасенко Н.Н. Вероятностно-статистическая модель расчётного сейсмического воздействия / Н.Н.панасенко, А.В.Синельщиков, В.И.Мацеля // Механика XXI wieku. 2016. №15.- с.263-277.

35. Радчикова Л.И. К вопросу о пересчёте акселерограмм сильных движений на различные грунтовые условия / Л.И.Радчикова, М.В.Сакс, Т.Л.Кронрод // Исследования по сейсмической опасности. Вопр. инж. сейсмологии. Вып. 29. М.: Наука, 1988.- с.81-93.

36. Мацеля В.И. Сравнительный анализ параметров конечно-элементных моделей грунтов, полученных численными методами / В.И. Мацеля, Н.Н. Панасенко, А.В. Синельщиков, П.В. Яковлев //Вестник Астраханского государственного технического университета (АГТУ).- Астрахань.: Изд-во АГТУ. 2017/№1(63).- 23-31 с.

37. Панасенко Н.Н. Конечно-элементная модель демпфирования колебаний несущих металлоконструкций грузоподъемных кранов / Н.Н.Панасенко, В.В.Рабей, Л.С.Синельщикова // Вестник АГТУ.- Астрахань: Изд-во АГТУ, 2016. с.41-49.
38. Панасенко Н.Н. Метод конечных элементов в теории сооружений из тонкостенных стержней / Н.Н.Панасенко, А.В.Синельщиков // В кн. Строительная механика тонкостенных стержней.- Волгоград: Волгоград. науч. изд-во, 2013.- с.228-288.
39. Panasenko N.N. Calculated Justification of Seismic Stability of Load-Lifting Cranes/ N.N.Panasenko, A.V.Sinelshicov, V.V.Rabey // WSEAS Transaction on Applied and Thejretical Mechanics.- 2014.- V.9. - p.104-123.
40. Панасенко Н.Н. Расчётное обоснование сейсмостойких грузоподъемных кранов / Н.Н.Панасенко, А.В.Синельщиков // В 3-х частях. Часть 1 / Подъемные сооружения и специальная техника (Украина).- Одесса, 2010/№10.- с.23-26.
41. Бирбраер А.Н. Прочность и надёжность конструкций АЭС при особых динамических воздействиях.- М.: Энергоатомиздат, 1989.- 304 с.
42. Уломов В.И. Вероятностно-детерминированная оценка сейсмических воздействий на основе карт ОСР-97 и сценарных землетрясений / Сейсмостойкое строительство. Безопасность сооружений, 2005 / №4.- с. 60-68.
43. Правила безопасности ОПО, на которых используются подъемные сооружения (в ред. от 12.04.2016).- СПб: Изд-во ДЕАН, 2016.- 160с.
44. НП-043-2011. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов для ОИАЭ / В ред. приказа Ростехнадзора от 19.11.2013, № 549.- М.: Ростехнадзор.- 15 с.
45. Синельщиков А.В. Спектральный анализ Фурье вероятностно-статистических акселерограмм / А.В.Синельщиков, Н.Н.Панасенко, Л.С.Синельщикова // Вестник АГТУ.- Астрахань: Изд-во АГТУ, 2012 / №2(54).- с. 22-31.
46. Синельщиков А.В. Дискретные методы динамического анализа грузоподъемных кранов / А.В.Синельщиков, М.Н. Хальфин // Известия ВУЗов Северо-Кавказ. регион. Технические науки, 2007 / №3.- с. 34-38
47. Мартемьянов А.И. Проектирование и строительство зданий и сооружений в сейсмических районах. М.: Стройиздат, 1985.- 253 с.
48. Car C.W. Numerical initialvalye problems in ordinary differential equations. Englewood Cliffs, N.J.Prentice-Hall, 1971.- 350 p.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗРУШЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ
ДАВЛЕНИЕМ

Романович А.А., Романович Л.Г., Корнев Д.А. ¹

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

В данной статье рассмотрено исследование процесса разрушения материала давлением. проведенные исследования позволили установить рациональный диапазон величин давления при измельчении исследуемых материалов с различной текстурой, который находится в пределах для клинкера 200 МПа, а для шлака 250 МПа. Наличие сдвиговых деформаций оказывает благоприятное воздействие на величину степени измельченности и коэффициента уплотнения.

Ключевые слова: процесс разрушения, минеральные вяжущие, техногенные отходы, исследование давления.

INVESTIGATION OF THE PROCESS OF MATERIAL DAMAGE
BY PRESSURE

Romanovich A.A., Romanovich L.G., Korenev D.A. ¹

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

In this paper, the investigation of the process of material pressure destruction is considered. The conducted investigations made it possible to establish a rational range of pressure values when grinding the investigated materials with different textures, which is within the limits of the clinker 200 MPa, and for the slag 250 MPa. The presence of shear deformations has a beneficial effect on the degree of crushing and the compaction factor.

Keywords: Process of destruction, mineral binders, technogenic wastes, pressure research.

Рациональное использование минерального сырья в строительной промышленности является одним из главных вопросов при решении задач энерго- и ресурсосбережения. В то же время промышленность стройматериалов может являться уникальным утилизатором отходов других отраслей с получением новых композиционных вяжущих и широкого спектра высокоэффективных материалов на их основе.

Ежегодно в мире из недр планеты извлекается порядка 26 млрд. тонн горной массы, перерабатывается около 4,5 млрд. т. различных

полезных ископаемых, из которых только от 2 до 10% становится полезным продуктом, 2,7 млрд. тонн переходят в разряд промышленных отходов рациональные области использования, которых, как правило, не определены [1]. Разработка полезных ископаемых сопровождается накоплением миллиардов кубических метров отвальных пород, которые занимают сотни тысяч гектар земель. В результате накопления на поверхности нашей планеты мощных техногенных образований происходит экологический прессинг.

Рациональное решение проблемы промышленных отходов зависит от ряда факторов, но наиболее эффективным решением является внедрение безотходной технологии. При комплексном использовании сырьевых материалов промышленные отходы одних производств могут, являются исходными сырьевыми материалами других. Рациональное комплексное использование минеральных природных ресурсов, вовлечение в производство техногенных отходов и вторичных продуктов различных отраслей промышленности для производства строительных материалов позволит существенно снизить нагрузку на окружающую среду и привести к ресурсо- и энергосбережению. Максимальное использование отходов в качестве сырьевой базы должно стать основой для ускорения развития промышленности строительных материалов Российской Федерации.

Сегодня проблема сокращения отходов тесно связана с вопросами устойчивого экономического развития: в условиях постоянно растущего спроса на сырьё, при одновременном сокращении доступных запасов и конечной исчерпаемости природных ресурсов.

В нашей стране с учетом выпускаемых мощностей цементных предприятий, наблюдается острая нехватка вяжущих материалов. По прогнозам Минрегионразвития, разработавшего стратегию развития промышленности стройматериалов до 2020 г., потребность строительной отрасли в цементе через десять лет увеличится почти вдвое (до 98 млн т). Одним из способов увеличения объема минеральных вяжущих веществ является получение композиционных вяжущих веществ (КВВ). Применение КВВ с использованием отходов промышленности приведет не только к сокращению расхода клинкерной составляющей в вяжущем, но и получению высокоэффективных строительных материалов на их основе.

К началу XXI века человечество накопило такое количество техногенных отходов, что их можно условно назвать новыми месторождениями. Поэтому на сегодня остро стоит задача по их использованию с минимальными затратами на переработку.

Например, только запасы отходов в виде шлаков электросталеплавильных печей Оскольского электрометаллургического комбината составляют более 4 миллионов тонн, при ежегодном пополнении около 500 тысяч тонн.

В настоящее время имеется ряд разработок по использованию шлаков в производстве строительных материалов, строительстве, ремонте и реконструкции автомобильных дорог [2-4]. Установлено, что применение шлаковых материалов в конструктивных слоях одежд, оснований дорог и составляющих асфальтобетонных покрытий, в качестве песчаного заполнителя и минерального порошка, снижает себестоимость строительства и повышает качество и надежность дорожного покрытия.

Известна также технология получения минеральных вяжущих с использованием шлаковых отходов доменных печей металлургических производств, одной из основных составляющих которой, является тонкое измельчение её компонентов, в том числе и шлаков.

Однако исходный продукт - шлак, представляет собой достаточно твердый материал с пределом прочности зерен до $P = 300 - 320 \text{ кг/см}^2$, абразивными свойствами и имеет более значительные размеры чем требует конечный продукт, что требует производить его измельчение и помол для получения необходимого продукта.

В настоящее время существует большое разнообразие помольных агрегатов и систем, применяемых для измельчения материалов и техногенных отходов, которые имеют различные прочностные характеристики.

Проведенный анализ технико-экономической эффективности от использования существующих и разрабатываемых помольных систем [5-6], позволил выявить как наиболее эффективные те системы, у которых реализуется принцип постадийного измельчения материалов с выносом стадии грубого помола в отдельный агрегат - пресс-валковый измельчитель, осуществляющий более экономичный способ разрушения шихт (объемно-сдвиговое деформирование), чем, например, удар и истирание.

Однако процесс измельчения шлаков давлением слабо изучен, поэтому нами были проведены экспериментальные исследования в пресс-матрице с различной величиной среза пуансонов. Проведенные поисковые исследования позволили установить, что на качественные показатели процесса измельчения материалов при раздавливающем-сдвиговом деформировании существенное влияние оказывают следующие факторы: величина давления прессования P , величина раздавливающих и сдвиговых деформаций определяемая углом среза

прессующего пуансона α , средневзвешенный размер зерна измельчаемого материала $d_{\text{ср.взв}}$ и исходная высота слоя шихты $H_{\text{исх}}$ [7-8].

В качестве исследуемых материалов были приняты шлак ОЭМК и клинкер.

По результатам исследований были построены графические зависимости (рис.1) $E, K_y = f(P; \alpha)$. Из анализа которых видно, что при увеличении давления прессования P до 200 МПа для клинкера и 250 МПа для шлака наблюдается насыщение степени измельченности и коэффициентов уплотнения материалов. Дальнейшее повышение давления прессования до $P = 300$ МПа влечет за собой лишь незначительное повышение E . Так, например, при увеличении давления прессования (рис. 1) от 50 до 150 МПа для клинкера и шлака наблюдается прирост двухкратный прирост коэффициента уплотнения, и соответственно степени измельченности, которая возрастает с $E = 49,4\%$ до $E = 64,2\%$ и с $E = 40,86\%$ до $64,1\%$, т.е. на $14,7\%$ и $13,2\%$. Дальнейший рост давления прессования до $P = 200$ МПа клинкера и 250 МПа шлаков влечет за собой незначительное увеличение как E на $0,95\%$ и $0,54\%$ так и коэффициентов уплотнения так как для клинкера K_y возрастает с $2,11$ до $2,20$, т.е. на 4% , а для шлака с $1,90$ до $2,0$ - на 5% . Это позволяет сделать вывод о том, что «порог насыщения» для клинкера наступает раньше, чем для шлака и соответственно, равен 200 и 250 МПа.

При увеличении угла двухстороннего среза пуансона от 15 до 49° (рис. 1 *а, б*) при $P = 200$ МПа степень измельченности для клинкера и шлака возрастает, соответственно, с $64,2$ до $70,6\%$ и $58,7$ до $68,6\%$ на $10,0\%$ и $16,8\%$, а коэффициент уплотнения возрастает с $2,1$ до $2,2$ и с $1,8$ до $2,0$, т.е. на 5% и 10% , соответственно.

Вышесказанное подтверждает сделанные теоретические выводы, что раздавливающе-сдвиговое деформирование оказывает существенное влияние на процесс измельчения материалов.

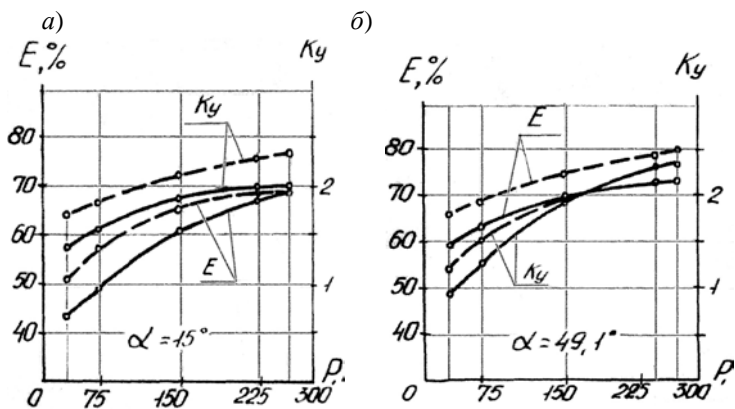


Рисунок 1 – Влияние давления прессования на степень измельченности и коэффициент уплотнения: ($d_{\text{ср.взв.}} = 6,3 \cdot 10^{-3}$ м, $H_{\text{исх}} = 25 \cdot 10^{-3}$ м)

Таким образом, проведенные исследования позволили установить рациональный диапазон величин давления при измельчении исследуемых материалов с различной текстурой, который находится в пределах для клинкера 200 МПа, а для шлака 250 МПа. Наличие сдвиговых деформаций оказывает благоприятное воздействие на величину степени измельченности и коэффициента уплотнения.

Использование же указанных материалов в тонкоизмельченном состоянии создаст условия не только для утилизации техногенных отходов производств, но и для развития перспективных технологий и процессов получения более дешевых вяжущих, строительных, теплоизоляционных и других материалов.

Список литературы

1 Romanovich A.A. Performance review and principal directions for development of a grinding equipment in cement factory / ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2014. Т. 9. № 11. С. 2367-2370.

2. Romanovich A.A., Bogdanov V.S., Romanovich L.G., Romanischin D.V. Determination of power mill spent on the creation of the longitudinal motion of the grinding load / Journal of Applied Engineering Science. 2015. Т. 13. № 3. С. 155-160.

УДК 666.9.023.3

НОВАЯ ТЕХНОЛОГИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ
ПРОИЗВОДСТВА КОМПОЗИЦИОННЫХ ВЯЖУЩИХ

Романович А.А., Романович М.А., Колесников Р.С.¹

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

Современная строительная индустрия базируется на переработке огромного количества нерудных материалов с различным минералогическим составом и физико-механическими свойствами (глин, песков, известняков, гранитов, базальтов, кварцитопесчаников и др.). При этом их переработка сопровождается значительными материальными и энергетическими затратами.

Ключевые слова: композиционные материалы, вяжущие

NEW TECHNOLOGY AND EQUIPMENT FOR PRODUCTION OF
COMPOSITE BENDERS

Romanovich A.A., Romanovich M.A., Kolesnikov R.S.¹

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

The modern construction industry is based on the processing of a huge number of nonmetallic materials with different mineralogical composition and physicomachanical properties (clays, sands, limestones, granites, basalts, quartzite sandstones, etc.). At the same time, their processing is accompanied by significant material and energy costs.

Keywords: composite materials, binders

Россия обладает 10-й по величине экономикой мира с преобладанием тяжелой промышленности, в том числе и производства строительных материалов и занимает третье место в мире по масштабам энергопотребления, при этом тратит больше энергии на единицу внутреннего валового продукта (ВВП), чем любая из стран, входящих в десятку крупнейших потребителей энергии. Согласно данным в 2005 году по показателю объема производства потребление энергии в России составляло 0,42 кг нефтяного эквивалента (кг. н.э.) на 1доллар ВВП. В тоже время в развитых странах, таких как Германия, Франция, Япония, Индия этот показатель не превышает - 0,14, в США – 0,19, а в Канаде - 0,25.

Современная строительная индустрия базируется на переработке

огромного количества нерудных материалов с различным минералогическим составом и физико-механическими свойствами (глин, песков, известняков, гранитов, базальтов, кварцитопесчаников и др.). При этом их переработка сопровождается значительными материальными и энергетическими затратами. На процессы измельчения и тонкого помола материалов, которые являются одними из основных операций, осуществляемых в существующих и вновь разрабатываемых технологиях производства, на сегодня в мире затрачивается около 10% всей производимой энергии [1]. Поэтому снижение энергозатрат на измельчение материалов является весьма актуальным.

Энергоемкость производства цемента и клинкера в России почти в два раза выше аналогичного показателя в развитых странах. В производстве цемента наилучшие мировые показатели энергоемкости находятся в диапазоне 0,09-0,11 ГДж/т. Энергоемкость российских предприятий в этой отрасли не опускается ниже 0,2 ГДж/т.

Приведенные данные показывают, что традиционный цемент обладает высокой энергоемкостью при производстве и, в связи с постоянным увеличением стоимости энергоресурсов с одновременным ростом объемов потребления, актуальность снижения энергоемкости процесса получения, вяжущего получает все большее значение

Кроме того, реализация в последние годы национального проекта «Доступное и комфортное жилье гражданам России» привела к активизации строительной деятельности и к возросшей потребности в использовании сухих строительных смесей, объем выпуска, которых в настоящее время составляет около 3,5 млн. тонн в год.

Все это потребовало нового подхода к организации и осуществлению производства более дешевых различных композиционных вяжущих и строительных смесей с использованием местного сырья, а также разработки региональных энергосберегающих помольных установок с использованием местного сырья.

Учеными БГТУ им. В.Г. Шухова разработана промышленная технология и энергосберегающее оборудование для получения композиционного вяжущего со снижением энергоемкости процесса до 50% за счет синергетического эффекта при механоактивации сырьевой смеси с замещением клинкерной составляющей минеральной гидроактивной добавкой. Технологический процесс (рис.1) построен на последовательном вводе компонентов в дисперсных фазах в сырьевую смесь в тракте помола и на сепарации продукта с определенными дисперсными характеристиками.

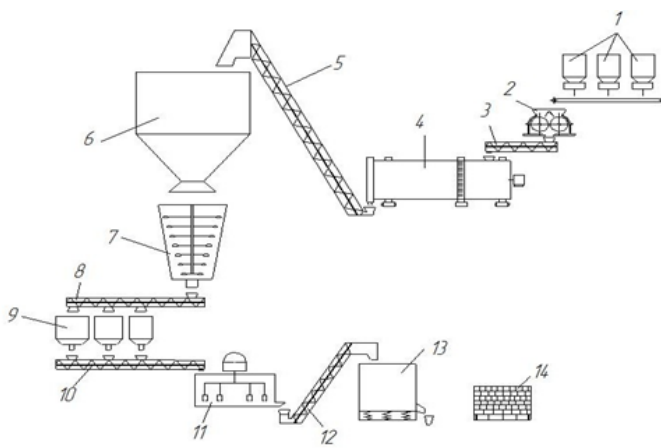


Рисунок 1 – Технологическая схема производства композиционных материалов: 1,2,3 – бункера исходных материалов; 2 – ПВИ; 3,5,8,10,12 – шнековый питатель; 4- сушильный барабан; 6 – накопительный бункер; 9- бункера добавок; 11- смеситель; 13-упаковочная машина; 14- склад готовой продукции.

Увеличение энергетической эффективности линии достигается совместной работой пресс-валкового агрегата, являющегося разработкой ученых БГТУ им. В.Г. Шухова, и роторно-вихревой мельницы сверхтонкого помола новой конструкции. В таком случае достигается получение синергетического эффекта. Технология получения композиционного вяжущего подразумевает измельчение сырьевых материалов до дисперсности с показателями удельной поверхности 4000...4500 см²/г.

Используемый на стадии предварительного помола пресс-валковый измельчитель (рис.2) имеет следующие технические характеристики, приведенные в таблице 1.

Таблица 1

Техническая характеристика пресс-валкового измельчителя

№ п/п	Технические характеристики	Значение параметров
1.	Геометрические размеры валков, ДхВ	0,5х0,3 м
2.	Величина конусности валков, К	0,3 м
3.	Зазор между валками,	(3-8)х10 ⁻³ м
4.	Окружная скорость вращения валков	0,8 м/с
5.	Установочная мощность привода валков	2х7,5 кВт
6.	Максимальное усилие противодавления	90х10 ⁴ Н

а)



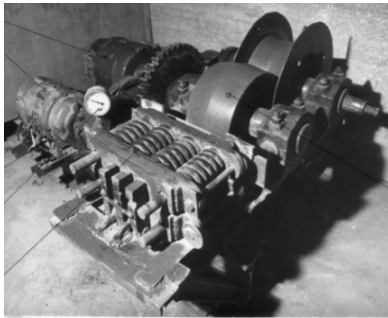
б)



Рисунок 2 – Пресс-валковый измельчитель: а) общий вид, б) вид на установку в линии

С целью отработки режимов измельчения материалов в пресс-валковом измельчителе (рис.3) были проведены исследования на лабораторной установке в условиях БГТУ им. В.Г. Шухова, в результате которых было изучено влияние величины зазора между валками и объемно-сдвигового деформирования на выходные показатели процесса измельчения.

а



б

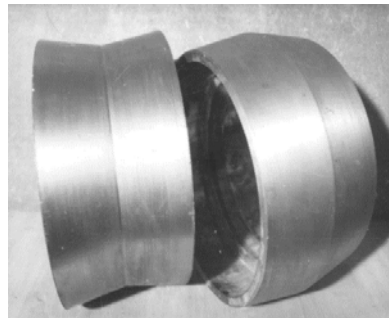


Рисунок 3 – ПВИ с коническими валками: а – общий вид, б - съемные конические бандажи

Усилия измельчения материалов в ПВИ зависят от величины зазора между валками, который является функцией давления и основополагающим фактором в процессе измельчения. Изучение

графической зависимости $E, N, Q, q = f(\delta)$ (рис.4) построенной по результатам экспериментов позволило установить, что наиболее рационально процесс измельчения материалов происходит при величине зазора между валками равном $\delta=5 \times 10^{-3}$ м, на что указывает минимальный расход удельных энергозатрат, который определяет экстремум функции и равен $q_{изв}= 2,56$ кВт×ч/кг для известняка и $q_{кл}=3,98$ кВт×ч/кг для клинкера.

Производительность ПВИ, приведенная к степени измельченности 50%, равна соответственно для известняка и клинкера $Q_{изв}=940,4$ кг/ч, $Q_{кл}=855,7$ кг/ч. При уменьшении зазора от $\delta=5 \times 10^{-3}$ м до $\delta=3,6 \times 10^{-3}$ м приведенная производительность возрастает с $Q_{изв}=940,4$ кг/ч до $Q_{изв}=1067,8$ кг/ч для известняка и с $Q_{кл}=855,7$ кг/ч до $Q_{кл}=971,0$ кг/ч для клинкера, т.е. соответственно, на 13,5% и 13,0%. Потребляемая мощность привода, возросла, соответственно, для известняка $N_{изв}= 2,39 \times 10^3$ кВт до $N_{изв}= 2,96 \times 10^3$ кВт, т.е. на 23,8% и для клинкера $N_{кл}= 4,1 \times 10^3$ кВт до $N_{кл}= 4,96 \times 10^3$ кВт, ч/кг для известняка и на 20,9% для клинкера.

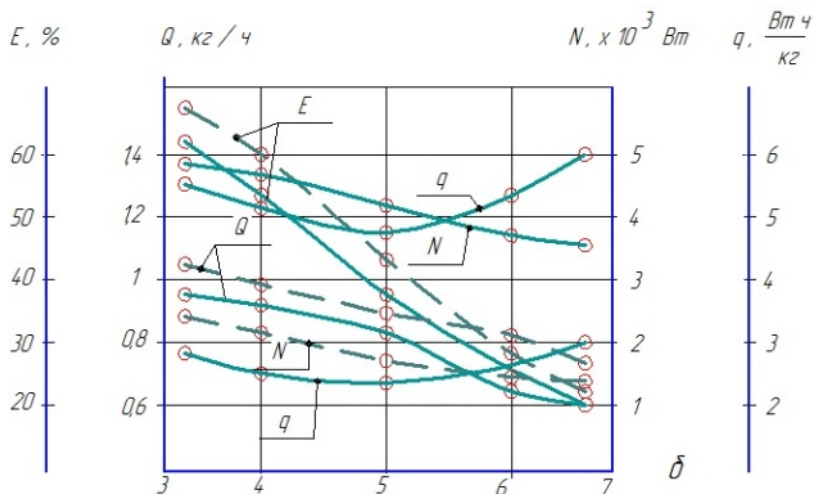


Рисунок 4 – Влияние величины зазора между валками на E, Q, N, q :
 _____ клинкер; _ _ _ известняк

При увеличении величины конусности валков с $K=0,06$ до $K=0,29$ ($\delta=5 \times 10^{-3}$ м), а следовательно и усиления объемно-сдвигового

деформирования, (рис.5) степень измельченности для известняка возрастает с $E_{изв.}=43,52\%$ до $E_{изв.}=63,73\%$ т.е. на (46,4%). При измельчении клинкера – с $E=39,95\%$ до $E=58,1\%$ на 45,4%. Потребляемая мощность привода, при этом растет незначительно ($N_{изв.}=(2,39\dots2,72)10^3$ кВт; $N_{кл.}=(4,1\dots4,57)10^3$ кВт). Это обусловлено усилением объемно-сдвигового деформирования измельчаемых материалов с увеличением конусности валков. Появление в конических валках касательных напряжений, обусловленных их геометрическим профилем, снижает порог предела прочности измельчаемых материалов и создает благоприятные условия для их разрушения, что сказывается на росте значений E с повышением конусности валков. Прирост значений N с увеличением K обусловлен некоторым повышением длины зоны деформации материалов $L_v=B/cos\alpha$, где α - угол конусности валков, а также лучшими условиями захвата шахты рабочей поверхностью конических валков и повышенной подвижностью зерен измельчаемого материала относительно друг друга в слое.

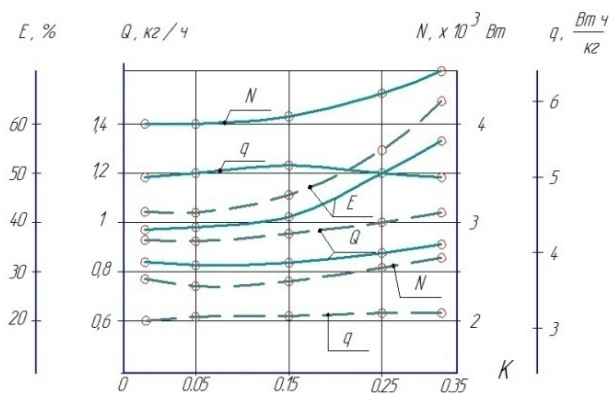


Рисунок 5 – Влияние величины конусности валков K на E,Q,N,q:
 _____ клинкер; _ известняк

Это подтверждает теоретические выводы о целесообразности объемно-сдвигового деформирования (ОСД) частиц при измельчении материалов способом прессования, а также указывает на наличие процесса «самоизмельчения», имеющего место в слое материала (в том числе за счет различной прочности зерен.) Приведенная производительность, при изменении конусности валков в вышеуказанном пределе, увеличивается для известняка с $Q_{изв.}=940,4$

кг/ч до $Q_{изв}=1065,4$ кг/ч на 13,3% и для клинкера с $Q_{кл}=855,7$ кг/ч до $Q_{кл}=956,8$ кг/ч на 10,6%. Прирост приведенной производительности (при $\delta=const$) объясняется повышением степени измельченности материалов E за счет объемно-сдвигового деформирования частиц шихт. Увеличение конусности валков практически не влечет за собой повышения удельных затрат электроэнергии, которые равны: для известняка $q_{изв}=(2,56...2,60)$ Вт×ч/кг, и для клинкера $q_{кл}=(3,98...3,99)$ Вт×ч/кг. Это подтверждает на целесообразность применения конусного профиля валков в промышленных условиях для измельчения хрупких материалов.

С учетом проведенных исследований и литературных данных [2-5] наиболее эффективно процесс измельчения материалов в ПВИ осуществляется при давлениях измельчения $P = 150 - 250$ МПа, при скорости вращения валков $V_{cp} = 0,8$ м/с, конусности $K = 0,3$

Список литературы

1. Романович А.А. Энергосберегающий помольный комплекс для измельчения анизотропных материалов
2. Романович А.А. Исследование процесса предуплотнения анизотропных материалов в пресс-валковом измельчителе // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2011. – №1. – С. 56–60.
3. Романович А.А. Энергосбережение при производстве строительных изделий // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2011. – №3. – С. 69–71.
4. Романович А.А. Исследование влияния скорости вращения валков на выходные показатели процесса измельчения и разработка рекомендаций по повышению износостойкости их рабочих поверхностей // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2011. – №4. – С. 71–73.
5. Романович А.А. Технологический комплекс для получения тонкодисперсных материалов // Сборник научных трудов SWorld. Материалы международной научно-практической конференции «Современные проблемы и пути их решения в науке, транспорте, производстве и образовании 2012». Выпуск 4. Том 6. –Одесса: КУПРИЕНКО, 2012. – С. 48–52.

УДК 666.9.023.3

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ АГРЕГАТА

Романович А.А.¹, Романович М.А.¹, Локтионов И.С.¹

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

Современная строительная индустрия базируется на переработке огромного количества нерудных материалов с различным

минералогическим составом и физико-механическими свойствами (глин, песков, известняков, гранитов, базальтов и др.). При этом их переработка сопровождается значительными материальными и энергетическими затратами. На процессы дробления и помола материалов, которые являются одними из основных операций, целого ряда технологий, на сегодня в мире затрачивается около 10% всей производимой энергии. Поэтому снижение энергозатрат на измельчение материалов является весьма актуальным.

Ключевые слова: материалы, измельчение, валки, агрегат, износ, рабочая поверхность.

IMPROVEMENT OF WEAR RESISTANCE OF WORKING BODIES OF THE ASSEMBLY

Romanovich A.A.¹ Romanovich M.A.¹ Loktionov I.S.¹

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

Modern construction industry is based on processing a large number of non-metallic materials with different mineralogical composition and physico-mechanical properties (clays, Sands, limestones, granites, basalts, etc.). However, their processing is accompanied by significant material and energy costs. The processes of crushing and grinding materials, which are some of the basic operations, a number of technologies in the world today takes about 10% of all produced energy. Therefore, the reduction of energy consumption for crushing of materials is very important.

Key words: materials, crushing, rolls, assembly, wear, work surface.

Материалы, применяемые при производстве цемента, имеют абразивную структуру, и измельчение их между валками пресс-валкового измельчителя (ПВИ) приводит к интенсивному износу рабочих органов, что снижает эффективность от их использования.

В настоящее время над созданием надежных конструкций ПВИ высокого давления наиболее плодотворно работают такие немецкие фирмы, как «KRUPP Polysius AG», «KHD Humboldt Wedag AG» и «Корперн» [1-4]. При создании пресс-валковых измельчителей специалистами этих фирм наибольшее внимание уделяется снижению эксплуатационных затрат и повышению надежности агрегатов. Основными направлениями при этом являются разработка конструкции рабочих поверхностей валков и технология их изготовления. Ими предложены следующие конструктивные исполнения валков, позволяющие повысить их срок службы:

- валки с установкой на их рабочей поверхности литых бандажей, выполненных из износостойкого металла, которые используются при не больших рабочих давлениях измельчения и температуры;

- стальные валки с наплавленным слоем износостойкого материала на рабочей поверхности, толщина которого достигает до 10–12 мм, причем повторная наплавка может производиться на валке без его демонтажа с агрегата;

- цельнолитые валки, которые используются при высоких давлениях измельчения, толщина изнашиваемого слоя металла при этом достигает 160 мм, а срок службы доходит до 40 тысяч часов.

- сегментные конструкции валков, которые разработаны для небольших рабочих давлений. Надежность работы такого валка зависит от удельных давлений в рабочей зоне и температуры исходного материала, а срок службы сегментных валков достигает 9000 часов.

Практика применения ПВИ показала, что значительное влияние на работоспособность рабочей поверхности валков оказывают условия их эксплуатации. Например, высокая температура исходного материала может представлять существенную опасность для валков с бандажками с небольшой толщиной. Поэтому помимо широко принятого конструктивного исполнения валка с бандажом была разработана технология получения цельнолитого валка. Такая технология изготовления валков предусматривает защиту основного материала износостойким слоем или применением термообработки. В зависимости от специальных требований поверхность валков может быть профилированной для улучшения способности захватывать материал в рабочую зону. Средняя твердость поверхности валка – от 57 до 60 HRC при высоком содержании карбидов. Разработанная технология наплавки поверхностного слоя улучшает износостойкость валков.

Альтернативным решением сплошной наплавке поверхностного слоя является нанесение на поверхности валков по специальной схеме выступов или профилированием его рабочей поверхности. В этом случае средством борьбы с износом валков является не соответствующее увеличение толщины защитного слоя, а непосредственная защита поверхности валка слоем измельчаемого материала.

Применение в последние годы пресс-валковых измельчителей, имеющих эксцентриковые или конические валки, позволяющие создавать интенсивное сдвиговое деформирование измельчаемых шихт между валками, и тем самым снизить удельный расход

электроэнергии [5,6], но это влечет за собой повышенный износ их рабочих поверхностей. Поэтому, возникает необходимость разработки технических решений, для защиты поверхности валков от интенсивного износа, позволяющих повысить срок их службы.

Одним из наиболее просто реализуемых в условиях производства является, разработанное нами на уровне изобретения, техническое решение, позволяющее защитить поверхность валков от интенсивного износа за счет наплавки из износостойкого материала сетки, ячейки которой в процессе работы заполняются измельчаемым материалом и, удерживаясь в них, предохраняют поверхность валков от износа [7].

Для обеспечения футеровки поверхности валков, наплавку сетки необходимо выполнить так, чтобы измельчаемый материал запрессовался в ячейках в момент измельчения и после снятия напряжений не выходил из них и тем самым образовывался слой материала (запрессованный в ячейках), который предохранял бы рабочую поверхность валков от интенсивного износа.

Из вышесказанного следует, что условия футеровки рабочей поверхности валков во многом зависят от геометрического профиля и размеров ячеек, а также от свойств материалов в частности коэффициента трения.

Рассмотрим условия запрессовки материалов в ячейках эксцентриковых валков на рабочей поверхности, которых нанесена сетка прямоугольной формы (рис. 1).

Пройдя зону максимальных давлений, спрессованный материал подвергается резкому снятию усилий измельчения, что вызывает его упругое расширение и, в зависимости от формы ячейки и величины сил упругого расширения материала возможен его выход или заклинивание в ячейке, нанесенной на рабочей поверхности валков.

a)

б)

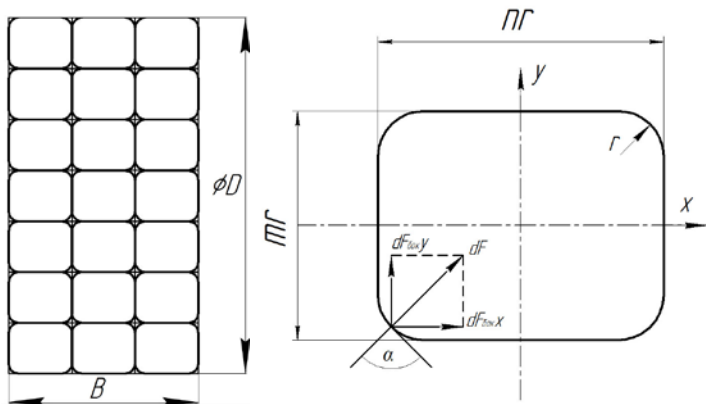


Рисунок 1 – Рабочая поверхность банджа валка с наплавленной футерующей сеткой:
a - общий вид, *б* - форма ячейки

Учитывая, что при наплавке сетчатой поверхности валков получаются ячейки со скругленными углами по радиусу r (рис.1,*б*) за счет пристенного эффекта в углах ячейки, и предположив, что усилие F , возникающее за счет сил упругого расширения, в ячейке равно по всей ее боковой поверхности $S_{бок}$.

Рассмотрим силу, действующую на бесконечно малую площадку боковой поверхности ячейки с длиной по периметру l_{δ} и высотой r , которая равна:

$$dF = F dS_{бок} = F r \cdot d\alpha \cdot l_{\delta} . \quad (1)$$

Величина силы, действующей на всю боковую поверхность ячейки равна:

$$dF_{бок} = cr \cdot d\alpha(2nr + 2mr) \times F d\alpha . \quad (2)$$

где n и m - числа, кратное радиусу скругления r , соответственно, по высоте, ширине и длине ячейки.

Сила $dF_{бок}$ раскладывается на вертикальную $dF_{бок}(z)$ и горизонтальные составляющие $dF_{бок}(x)$ и $dF_{бок}(y)$.

Горизонтальные силы $dF_{бок}(x)$ и $dF_{бок}(y)$ взаимно компенсируются, так как противоположно направлены в ячейке.

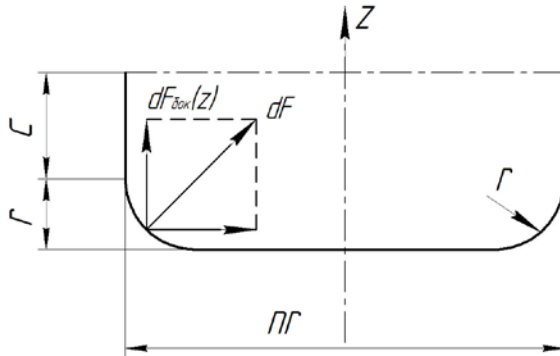


Рисунок 2 – Схема к определению формы и размеров ячейки

Вертикальные же составляющие дают суммарную силу $\Sigma F_{бок.z}$, равную:

$$\Sigma F_{бок.z} = \int dF_{бок}(z) \cdot \cos \alpha = 2r^2 d\alpha (n + m) F \times \int \cos \alpha d\alpha \quad (3)$$

Проинтегрировав выражение (3) получим

$$\Sigma F_{бок.z} = 2r^2 (n + m) F_z \cdot \sin \alpha \quad . \quad (4)$$

Сила, действующая на бесконечно малую площадку сферической поверхности в углах ячейки, равна:

$$\Sigma F_{c\phi} = r d\alpha \cdot r \cos \alpha \cdot dF \quad . \quad (5)$$

Проекция сил на оси «x» и «y» взаимно компенсируются, а проекция на ось «z» равна:

$$\Sigma F_{c\phi z} = dF_{c\phi} \cos \alpha \quad . \quad (6)$$

Суммарная сила на ось «z», приходящая на всю сферическую поверхность, состоящую из угловых полусфер радиусом r , определяем по выражению:

$$\Sigma F_{c\phi z} = r^2 F \int_0^{2\pi} d\xi \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin \alpha \cos \alpha d\alpha \quad . \quad (7)$$

проинтегрировав выражение в указанных пределах, получим:

$$\Sigma F_{c\phi z} = \pi r^2 F \quad . \quad (8)$$

Сила, действующая по нормам к поверхности ячейки площадью,

S_y , равна:

$$F_n = S_y F \quad \text{или}$$

$$F_n = (nr \cdot mr) \cdot F = F \cdot mn r^2. \quad (9)$$

Тогда суммарная сила, которая обеспечивает выход с прессованной шихты из ячейки, равна:

$$\sum \bar{F} = \sum F_{бок} + \sum F_{сфz} + P_n, \quad (10)$$

$$\text{или} \quad \sum \bar{F} = 2r^2(n+m)F \cdot \sin \alpha + \pi r^2 F + F \cdot mn r^2$$

Выходу спрессованной шихты из ячейки препятствует сила трения материала о её боковую поверхность. Боковая поверхность состоит из сферической части в углах ячейки, скругленной поверхности между ними и параллельной поверхности по периметру высотой «с».

Суммарная проекция сил, действующих на бесконечно малых участках боковой поверхности по радиусу скругления ячейки на ось z , равна:

$$F_{mp,\delta} = \int fdF_{бок} \sin \alpha = -f 2r^2(n+m) \cdot F \cdot \cos \alpha \quad (11)$$

Суммарная проекция сил, действующих на бесконечно малых параллельных участках боковой поверхности ячейки высотой «с» на ось z , равна:

$$F_{mp,\delta} = \int fdF_{бок} = -frc(n+m) \cdot F$$

Суммарная проекция сил трения, действующих на бесконечно малых участках сферической поверхности в углах ячейки на ось « z », равна:

$$F_{mp,сф.} = fdF_{сф.z} \sin \alpha = f\pi r^2 F. \quad (12)$$

Суммарная сила, удерживающая спрессованную шихту в ячейках, равна:

$$\sum F_{mp} = \sum F_{mp,\delta} + \sum F_{mp,сф.}, \quad (13)$$

$$\text{или} \quad \sum F_{mp.} = f$$

$$(2r^2(n+m)F \cdot \cos \alpha + frc(n+m) \cdot F + f\pi r^2 F$$

Условия запрессовки измельчаемого материала в ячейки на рабочей поверхности валков будут обеспечены в том случае, если $\Sigma F_{mp} \geq \Sigma F$, тогда:

$$2r^2(n+m)F \cdot \sin \alpha + F \cdot mn r^2 + \pi r^2 F \leq f(2r^2(n+m)F \cdot \cos \alpha + f\pi r^2 F + frc(n+m)F) \quad (14)$$

После проведения преобразований из уравнения (14) получаем:

$$f \geq \frac{2r^2(n+m)F \cdot \sin \alpha + F \cdot nmr^2 + \pi r^2 F}{2r^2(n+m)F \cdot \cos \alpha + \pi r^2 F + rc \cdot (n+m) \cdot F} \quad (16)$$

Проведа сокращения, получим:

$$f \geq \frac{2r((n+m) \cdot \sin \alpha + nm/2 + \pi/2)}{2r(n+m) \cdot \cos \alpha + \pi + c(n+m)} \quad (17)$$

Исходя из вышеуказанных условий, обеспечивающих «футеровку» рабочей поверхности эксцентриковых валков, рассмотрим вариант квадратной ячейки, при $n=1, m=1, c=3\text{мм}, r=1, a=45^\circ$;

$$f \geq \frac{2r((n+m) \cdot \sin \alpha + nm/2 + \pi/2)}{2r(n+m) \cdot \cos \alpha + \pi + c(n+m)} = \frac{4 \cdot \sin \alpha + 4,14}{4 \cdot \cos \alpha + 13,14} = 0,4$$

Из полученного уравнения (17) следует, что при величине угла, a меньше 45° может быть осуществлена футеровка рабочей поверхности измельчаемым материалом, при этом высота боковой поверхности «С» должна быть не менее 3 мм. Запрессовка в ячейке будет осуществлена исследуемыми материалами при расчетном коэффициенте внешнего трения меньше чем 0,37.

Применение на практике сетчатой поверхности с размерами ячеек, удовлетворяющих вышеизложенным условиям, позволит уменьшить износ рабочей поверхности валков и тем самым повысить срок их службы.

Проведенные экспериментальные исследования при измельчении материалов цементного производства (клинкера, известняков, мергелей и других) подтвердили теоретические предположения, что нанесение на поверхности валков ячеек, обеспечивает не только

лучшие условия для захвата измельчаемых материалов, доставку их в зону силового с меньшим проскальзыванием, но и запрессовку в них мелких частиц измельчаемого материала (рис. 3).

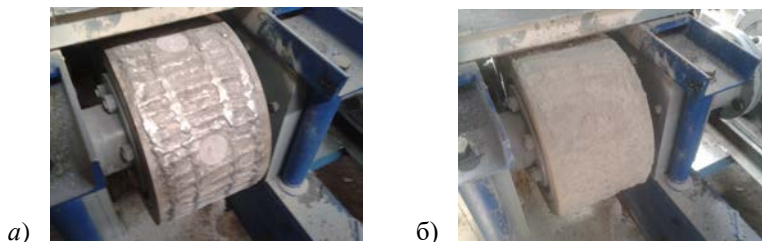


Рисунок 3 – Валки ПВИ с наплавленной футерующей сеткой на их рабочей поверхности: а- до осуществления процесса измельчения; б- после измельчения

Поверхность валков с ячейками, заполненными мелкими частицами материала имеет твердость ниже, чем исходный металл, что приводит возникновению упругопластических деформаций при обработке материалов давлением.

Это явление незначительно сказывается на процессе измельчения, так как толщина материала в ячейке небольшая и имеет тонко измельченную спрессованную структуру с высокой прочностью. Кроме того, при обработке материалов давлением в ПВИ осуществляется измельчение материала в его слое под действием усилий и различной прочности его зерен.

Проведенные сравнительные исследования по изучению процесса измельчения, осуществляемого в ПВИ с наплавленной футерующей сеткой и без нее подтвердили предположения о том, что использование футерующей сетки позволяет защитить поверхность валков от интенсивного износа, при этом незначительно сказывается на качестве измельчения материалов (рис.4).

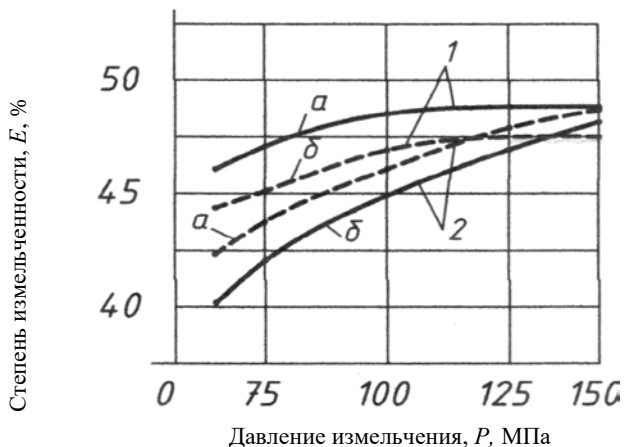


Рисунок 4 – График зависимости степени измельченности от давления измельчения:
 а- неотфуерованными валками; б- отфуерованными; 1-известняк органический; 2- клинкер;

Как видно из графика расхождения между, полученными значениями невелики, при этом срок службы валков, как показали проведенные промышленные испытания, при измельчении абразивных материалов увеличится в 1,5-2 раза.

Список литературы

1. Мельница POLYCOM фирмы KRUP Polysius AG – революция в области дробильного оборудования // Горная промышленность. -1996. -№4. – С.20.
2. *Tratner R. Modernisierung von Production – sanlagen Guttbett Walzenmuhlen fur Rohmaterial und Klinker // Zement – Kalk – Gips – 1987 - № 7 – P. 354 – 359.*
3. *Wustner H. Energy – saving with the roller press comminution process. // World Cement. 1986. №3. -P.94-96.*
4. Биннер Й. Технология измельчения и классификация шлака / Й. Биннер, Р. Ассмус, Е.В. Щеголяев // Цемент и его применение. 2006. –№ 5. – С.31-36.
5. Романович А.А. Технология получения вяжущих с использованием техногенных отходов / А.А. Романович, Е.С. Глаголев, А.Н. Бабаевский // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2014. –№5. – С. 102–105.
6. Романович А.А. Энергосбережение при производстве строительных изделий // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2011. – №3. – С. 69–71.

7. Патент SU № 2522799 C1 B02C 4/02. Пресс-валковый / А.А. Романович, С.А. Мещеряков, Л.Г. Романович, Н.В. Черкашин, М.А. Романович // от 09.01.2014г.

УДК 666.9.023.3

**ИССЛЕДОВАНИЯ УСТРОЙСТВА ДЛЯ НАПРАВЛЕННОЙ
ПОДАЧИ СЛАНЦЕВЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Романович А.А., Чеховской Е.И., Романович М.А.¹

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

В соответствии с президентской программой «Дороги России XXI века» потребности в щебеночных материалах для нового строительства, реконструкции и ремонту автомобильных дорог составляет примерно 140 млн. м³ в год. Мировая потребность в щебне превышают 3 млрд. м³ в год, причем за последние десятилетия стоимость щебня, производимого из природного минерального сырья во всем мире, выросла в 2,5–3 раза

Ключевые слова: материалы, измельчение, валки, агрегат, износ, рабочая поверхность.

**RESEARCH OF THE DEVICE FOR DIRECTIONAL SUPPLY OF
SHALE MATERIALS**

Romanovich A.A., Chekhovskoy E.I., Romanovich M.A.¹

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

In accordance with the presidential program "Roads of Russia of the XXI century", the demand for crushed stone for new construction, reconstruction and repair of highways is about 140 million m³ per year. The global demand for crushed stone is more than 3 billion m³ per year, and in recent decades the cost of crushed stone produced from natural mineral raw materials around the world has increased by 2.5-3 times.

Key words: materials, crushing, rolls, assembly, wear, work surface.

В соответствии с президентской программой «Дороги России XXI века» потребности в щебеночных материалах для нового строительства, реконструкции и ремонту автомобильных дорог составляет примерно 140 млн. м³ в год. Мировая потребность в щебне превышают 3 млрд. м³ в год, причем за последние десятилетия стоимость щебня, производимого из природного минерального сырья

во всем мире, выросла в 2,5–3 раза [1-3].

В то же время при добыче рудных и нерудных полезных ископаемых ежегодно направляется в отвал десятки миллиардов тонн горных пород, которые по своему минералогическому составу вполне могут быть использованы при производстве широкой гаммы строительных материалов. Значительное количество среди вскрышных пород занимают сланцевые материалы, имеющие лещадную текстуру и характеризующиеся различными физико-механическими параметрами среды. Это, в свою очередь, предъявляет дополнительные требования к условиям их измельчения, а, следовательно, к конструкторско-технологическим параметрам дробильного оборудования.

Согласно отечественных и зарубежных данных для получения щебня кубовидной формы обычно применяют конусные дробилки или дробилки ударного действия, которые позволяют получать щебень, форма зерен которого близка к кубовидной. Однако в этих дробилках достаточно проблематично получать кубовидный щебень при дроблении сланцевых материалов с лещадной текстурой [4-5].

Результаты проведенных исследований показали, что разработанные и используемые как в РФ, так и за рубежом конструкции агрегатов и комплексов не учитывают специфику и текстуру измельчаемых материалов, что затрудняет получение щебня кубовидной формы [6-9].

Однако для создания силового воздействия в заданном направлении необходимо осуществить направленную подачу их к рабочим органам дробильного оборудования. [10-11].

Направленное движение материалов имеющих, как правило, лещадную форму, позволяет получить пресс-валковый измельчитель с валковым устройством (рис.1).

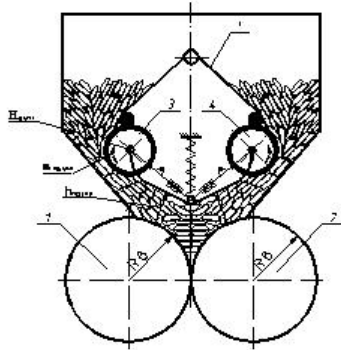


Рисунок 1 – Схема ПВИ с устройством для направленной подачи анизотропных материалов.

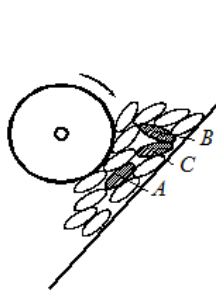


Рисунок 2 – Возможные положения частиц при подаче в валковое устройство.

Рассмотрим возможность осуществления направленной и ориентированной подачи анизотропных материалов в межвалковое пространство ПВИ с валковым устройством, для этого рассмотрим предельные положения частиц в пространстве между валком устройства и стенкой бункера: А – частица расположена продольно (вдоль стенки бункера) и В – частица расположена поперек (перпендикулярно к стенке бункера), а также частицу в произвольном положении – С, рис.2.

В процессе движения частицы взаимодействуют с валком или стенкой бункера и между собой. Будем считать, что точки приложения сил воздействий на частицы равновероятны в любой точке поверхности частицы. При этом силы, линии действий которых

проходят через центр масс или на расстояниях от центра масс относительно небольших, оказывают малое влияние на изменение ориентации частиц. Действительно, вращающий эффект силы определяется ее моментом относительно центра масс частицы, который определяется по формуле:

$$M_C(\bar{F}) = \pm F \cdot h, \quad (1)$$

где h – плечо силы относительно центра масс C (рис. 3).

Так что, например, в случае с изображенной силой \bar{F} , когда линия действия силы проходит через центр масс C , то есть $h=0$, вращающий эффект равен нулю – действие этой силы не вызывает вращения частицы. Момент показанной силы \bar{P} равен $-Ph$, он прямо пропорционален расстоянию от центра масс до линии действия силы \bar{P} .

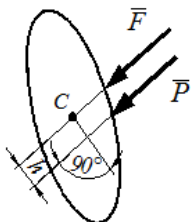


Рисунок 3 – К расчету вращающего эффекта сил.

Далее рассмотрим два предельных положения частицы (А и В), рис. 4.

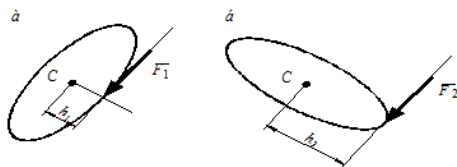


Рисунок 4 – Вращающий эффект сил для предельных положений частиц.

В случае, показанном на рис. 4, а, вращающий эффект силы \bar{F}_1 определяется формулой:

$$M_C(\bar{F}_1) = -F_1 h_1, \quad (2)$$

а в случае, показанном на рис. 4, б, вращающий эффект силы \bar{F}_2 определяется формулой

$$M_C(\bar{F}_2) = -F_2 h_2 . \quad (3)$$

Таким образом, вращающий эффект силы \bar{F}_2 в случае, показанном на рис. 4, б, превышает вращающий эффект силы \bar{F}_1 в случае, показанном на рис.

4, а в n раз, где n определяется по формуле:

$$n = \frac{-F_2 h_2}{-F_1 h_1} = \frac{F_2 h_2}{F_1 h_1} . \quad (4)$$

При равенстве сил, а в соответствии со сделанным выше допущением точки приложения сил воздействий на частицы равновероятны в любой точке поверхности частицы, получим

$$n = \frac{h_2}{h_1} , \quad (5)$$

а поскольку h_1 равно половине ширины частицы H , а h_2 – половине длины L , то, окончательно, для n получаем формулу:

$$n = \frac{L}{H} . \quad (6)$$

Рассмотрим, наконец, произвольное положение частицы, рис. 5.

Вращающий момент силы \bar{F} равен

$$M_C(\bar{F}) = -F h_3 , \quad (7)$$

и, как следует из рисунка,

$$h_1 \leq h_3 \leq h_2 . \quad (8)$$

Из (8) следует, что вращающий эффект силы для произвольного положения частицы больше, чем для частицы, расположенной продольно, но меньше чем для поперечно расположенной частицы.

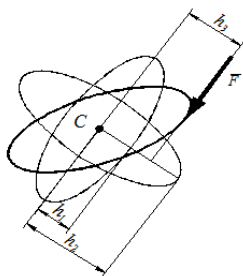


Рисунок 5 – Вращающий эффект силы для произвольного положения частицы

Из всего вышеизложенного следует, что движение частицы, расположенной продольно в пространстве между стенкой бункера и

валком, является устойчивым, в том смысле, что при случайных отклонениях от продольного положения, действующие на частицу силы стремятся вернуть ее снова в продольное положение. При этом чем больше отклонение частицы от продольного положения, тем больше вращающий эффект от действующих на нее сил, стремящийся вернуть частицу в продольное положение.

Как следует из формулы (6), устойчивость движения частиц в продольном положении проявляется в тем большей степени, чем больше лещадность частиц, то есть чем больше отношение длин частиц L к их ширине H .

Проведенные экспериментальные исследования

Таким образом, использование пресс-валкового измельчителя с валковым устройством позволяет, осуществить направленное с ориентированное движение анизотропных материалов, имеющих лещадную форму, в межвалковое пространство и тем самым создаёт возможность силовое воздействия в требуемом направлении, что позволит получать кубовидный щебень с размерами, соответствующими шагу зубьев, установленных на валках ПВИ.

Список литературы

1. Романович А.А., Колесников А.В. Основы расчета и проектирования пресс-валковых агрегатов для измельчения анизотропных материалов: монография / Романович А.А., Колесников А.В. / – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2011. –164 с.
2. Романович А.А. Энергосберегающий помольный комплекс для измельчения анизотропных материалов / LAP LAMBERT Academic Publishing/ Германия. 2013. - 234с.
3. Romanovich A.A. Performance review and principal directions for development of a grinding equipment in cement factory / ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences. 2014. Т. 9. № 11. С. 2367-2370.
4. Romanovich A.A. DEFINICION OF RATIONAL CONDITIONS OF MATERIALS GRIDING IN ENERGY- SAVING MILLING COMPLEX / World Applied Sciences Journal. 2013. Т. 25. № 2. С. 214.
5. Романович А.А. Направление совершенствования техники и технологии измельчения материалов с анизотропной текстурой / Романович А.А., Алехин П.В. / Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2009. – № 2. – С. 104–106.
6. Романович А.А., Глаголев Е.С., Бабаевский А.Н. / Технология получения вяжущих с использованием техногенных отходов Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова.- 2014.№ 5. С. 102-105.
7. Романович А.А. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПРЕДУПЛОТНЕНИЯ АНИЗОТРОПНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ПРЕСС-ВАЛКОВОМ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕ / Вестник Белгородского государственного

технологического университета им. В.Г. Шухова. 2011. № 1. С. 56-60.

8. Романович А.А. Особенности процесса постадийного измельчения материалов с использованием пресс-валкового агрегата / Известия высших учебных заведений. Строительство. 2007. № 9. С. 88-91.

9. Романович А.А. Энергосберегающий помольный комплекс для переработки природных и техногенных материалов / А. А. Романович. Белгород, 2006

10. Романович А.А. Определение центра масс шаровой загрузки первой камеры мельницы, оснащенной лопастными энергообменными устройствам / Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. 2013. № 2 (51). С. 166-171.

11. Романович А.А. К вопросу повышения эффективности в работе оборудования для измельчения материалов / Строительные материалы. 2005. С.

УДК 330

БАЗОВЫЕ ПОНЯТИЯ И ПРОБЛЕМЫ В СФЕРЕ ИНЖИНИРИНГОВОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Романович Л.Г., Ярмоленко И.В., Романович М.А.¹

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

Ввиду специфики своей деятельности инжиниринговые центры, с одной стороны, являются важным звеном технологической цепочки создания конкурентоспособной продукции в отдельных секторах, а с другой - выполняют функции непосредственных агентов модернизации, устраняя существующие инфраструктурные «провалы» в инновационном цикле. В работе авторы уделяют особое внимание рассмотрению проблем, связанных с отсутствием в российском федеральном законодательстве понятия инжиниринга, что сдерживает развитие инжиниринговой деятельности на базе вузов. Авторами сформулированы рекомендации, направленные на совершенствование механизма стимулирования инжиниринговой деятельности на базе вузов.

Ключевые слова: инжиниринг, инжиниринговая деятельность, инжиниринговый центр.

BASIC CONCEPTS AND PROBLEMS IN THE FIELD OF ENGINEERING ACTIVITIES

Romanovich L.G, Yarmolenko I.V., Romanovich M.A.¹

1. Belgorod State Technological University named after

V.G. Shukhov, Belgorod

In view of the specifics of their activities, engineering centers, on the one hand, are an important link in the technological chain of creating competitive products in selected sectors, and on the other hand they perform the functions of direct modernization agents, eliminating existing infrastructural "failures" in the innovation cycle. In the work the authors pay special attention to the consideration of problems related to the lack of the concept of engineering in the Russian federal legislation, which hinders the development of engineering activity on the basis of higher education institutions. The authors formulate recommendations aimed at improving the mechanism for stimulating engineering activities at universities.

Keywords: engineering, engineering activity, engineering center.

Введение. В современных условиях Россия пока находится в положении догоняющего, и чтобы приблизиться к мировым технологическим лидерам, необходимо как можно быстрее установить плотную взаимосвязь между наукой и бизнесом [1]. Для этого необходимо создать эффективную и реально действующую инновационную инфраструктуру, которая станет драйвером развития всех отраслей промышленности — и новых, и традиционных.

В развитых странах связку науки и производства обеспечивает инжиниринг. В России он находится в зачаточном состоянии — объем рынка промышленного инжиниринга в США в 21 раз больше российского. В тоже время в последние годы в стране активно начинают создаваться инжиниринговые центры, ориентированные на инновационные отрасли промышленности. В частности, Минпромторг России предлагает открывать их при ведущих технических вузах страны и на базе промышленных производств. Студентам, которые будут там работать или проходить практику, планируется выплачивать зарплату. Такие меры обеспечат симбиоз науки и технологии, а также помогут предприятиям в укомплектовании молодыми квалифицированными кадрами. Создавать центры предпочтительно как на базе ведущих технических вузов страны, так и самих предприятий, обладающих соответствующими конструкторскими и технологическими компетенциями. Выбирая профили инжиниринговых центров, необходимо учитывать реальные потребности промышленных предприятий, работающих в том или ином регионе [2]. Таким образом, в современных условиях тема исследования является особенно актуальной и имеет важную практическую значимость.

Деятельность инжиниринговых организаций, требующая высокой степени профессионализма в области проектирования, дизайна и

управления проектами, является также катализатором спроса на подготовку инженерных кадров, востребованных российской промышленностью.

Основная часть. В связи с падением объемов строительства крупных промышленных и энергетических объектов за последние двадцать в России был утерян опыт проектирования и строительства подобных объектов, не внедрялась практика комплексного инжиниринга, что, в свою очередь, закономерно привело к снижению качества строительства, увеличению сроков и стоимости реализации инвестиционных проектов.

Если зарубежные игроки уже давно практикуют такой подход, как ЕРСМ-контракты (Engineering Procurement and Construction Management - инжиниринг, поставки и управление строительством), в рамках которых подрядчик полностью концентрирует у себя процессы по проектированию, внедрению технологий и консалтингу, закупкам и подрядам, то российские компании еще только начинают его осваивать.

В тоже время очевидно, что в современных условиях в экономически развитых странах сформировался высококонкурентный рынок инжиниринговых услуг на базе вузов [3, 4] и реального сектора экономики [5,6,7]. Так, только в США сегодня действует 142 тысячи компаний, при этом крупнейшие из них занимают не более 5% рынка. В России же преобладает до ста крупных инжиниринговых компаний. А две из них (Стройгазконсалтинг и Стройгазмонтаж) консолидируют почти 40% объемов рынка в денежном выражении. Это связано с тем, что на современном этапе большую часть спроса составляют масштабные капиталоемкие проекты государства и госкомпаний, которые могут выполнить только крупные инжиниринговые компании.

Понятие «инжиниринговые услуги» в нашей стране появилось сравнительно недавно, что связано с развитием рыночных отношений. И его вхождение в отечественный лексикон обусловлено активно развивающимися международными отношениями и предпринимательством.

Американский Совет инженеров по профессиональному развитию (англ. American Engineers' Council for Professional Development (ECPD)) дает следующее определение. «Инжиниринг» – это творческое применение научных принципов для проектирования или разработки структур, машин, аппаратуры, производственных процессов, или работа по использованию их отдельно или в комбинации; конструирование или управление тем же самым с полным знанием их дизайна; предсказание их поведения в

определённых эксплуатационных режимах; все это в соответствии с ожидаемой функциональностью, экономичностью операций или безопасностью жизни и собственности [7].

Результаты анализа показали, что в настоящее время термин «инжиниринг» вошел в профессиональный словарь российских специалистов и находится на стадии введения в нормативно-правовой оборот. Так, с точки зрения национальной палаты инженеров России: инжиниринг – фактически и есть проектирование. По проведенной предварительной оценке, [8], инжиниринг на 80-90% состоит из проектных работ: подготовка совместно с заказчиком технического задания, прединвестиционные исследования, разработка проектной документации, разработка рабочей документации. Оставшиеся 10-20% — это функции проектировщика по реализации проекта: сбор исходных данных и обследования, авторский надзор, выбор оборудования, подготовка технологических регламентов, участие в пуско-наладочных работах, подготовка документации «как построено», ввод в эксплуатацию, обучение персонала заказчика.

В российском нормативно-правовом поле отсутствует однозначное определение инжиниринга. С одной стороны, это можно объяснить недостаточностью внимания законодателей к данному типу организаций, а с другой - сложностью стандартизации деятельности, неоднородность которой обусловлена различиями в практике ведения бизнеса в данном секторе экономики. В проекте Федерального Закона «Об инженерной (инжиниринговой) деятельности в Российской Федерации» под инжинирингом (инжиниринговыми услугами) предложено понимать вид деятельности профессиональных инженеров по выполнению инженерной (инжиниринговой) деятельности на коммерческой основе [9].

Таблица 1

**Классификация форм инженерной деятельности по версии
Европейской экономической комиссии ООН**

Инжиниринг	Содержание
Консультационный	Проектирование, авторский надзор, планирование и подготовка строительства (ППР, сетевые графики), контроль за проведением строительно-монтажных работ (технический заказчик), испытания, экспертиза, консультации
Технологический	Предоставление технологий для строительства и эксплуатации объектов, передача лицензий, производственного опыта
Строительный и/или общий	Проектирование, поставки оборудования и

	его монтаж
Комплексный	Проектирование, поставки оборудования, руководство СМР и сдача объекта «под ключ»
Техническое содействие	Услуга или ряд услуг, оказываемых в ходе реализации проекта и (или) после его окончания для освоения переданных технологий, оборудования, осуществления авторского надзора и обучения кадров

Анализ публикаций свидетельствует об организации современной международной нормативной и методической базы в сфере инжиниринга. Ведущие позиции занимают фирмы США, Франции, Англии, Японии, Германии, которые имеют соответствующее законодательство в сфере инжиниринга. Так, Европейская экономическая комиссия ООН разработала «Руководство по составлению международных договоров инжиниринга», «Руководство по составлению международных договоров консорциума» и др. Руководства и регламенты в области инжиниринга разрабатывались также национальными ассоциациями инженеров, в частности американской и английской.

Существуют различные классификации форм инжиниринга. Классификация инжиниринга, данная Европейской экономической комиссией ООН [10] и принятая инженерным бизнес-сообществом, выделяется его 5 видов (таблица 1).

Наиболее распространенные - консультационный, строительный, технологический и комплексный инжиниринг, который включает в себя многие функции из перечисленных выше видов: проектирование, поставки оборудования, руководство строительно-монтажными работами (СМР) и сдача промышленного объекта «под ключ». В западной практике при комплексном инжиниринге компания нередко оказывает услуги по организации финансирования (привлечение дополнительных инвестиций), управления поставками материально-технических ресурсов и выполнения строительно-монтажных работ, а также пуска построенного объекта в эксплуатацию.

Если исходить из классификации инжиниринга, данной Европейской экономической комиссией ООН - для российской практики наиболее характерным является консультационный инжиниринг (consulting engineering), связанный с предпроектными исследованиями, проектированием объектов строительства и осуществлением авторского надзора [10]. В то же время относительно мало освоен технологический инжиниринг (process engineering),

состоящий из предоставления заказчику технологий (включая передачу технологий, патентов, производственного опыта и знаний, а также обучение персонала и надзор за использованием технологий). Не получил широкого распространения строительный, или общий, инжиниринг (general engineering), охватывающий не только проектирование и авторский надзор, но поставку оборудования и его монтаж. Ряд авторов в своих работах [11,12] выделяют финансовый инжиниринг, характеризуя его как «самую молодую и пока недостаточно изученную область, изменяющую главным образом качество производства и предложения финансовых услуг», а также указывают на актуальность и важность развития этого нового направления. Суть финансового инжиниринга состоит в создании новых финансовых продуктов и услуг, которые используются финансовыми институтами при распределении ресурсов, рисков, ликвидности, доходов и информации в соответствии с финансовыми потребностями клиентов и изменениями в макро - и микроэкономической ситуации».

В проекте Федерального Закона «Об инженерной (инжиниринговой) деятельности в Российской Федерации» выделены только 3 вида инжиниринга: строительный инжиниринг, продуктовый инжиниринг, инженерно-консультационные услуги [9]:

1. Строительный инжиниринг – инженерная деятельность в инвестиционно-строительной сфере по созданию информации, необходимой для достижения целей инвестирования путем создания и изменения объектов недвижимости, включающей моделирование технологических процессов, проектирование зданий и сооружений, подготовку, обеспечение и техническое сопровождение процессов строительства, надзор за возведением, монтажом, пуско-наладкой, опытной эксплуатацией промышленных и хозяйственных объектов и другую, неразрывно связанную с этими задачами, инженерную деятельность.

2. Продуктовый инжиниринг – инженерная деятельность в промышленной сфере по созданию информации, необходимой для достижения целей инвестирования путем создания и изменения движимой продукции, включающей товары народного потребления, промышленные изделия, оборудование, инструменты, машины и механизмы, строительные материалы и конструкции, транспортные средства и специальная техника и иная инженерная деятельность, неразрывно связанная с созданием такой продукции.

3. Инженерно-консультационные услуги – специализированный вид инжиниринговых услуг, включающий консультирование

инвестора, заказчика, технического заказчика для выполнения одного или нескольких этапов проекта.

Учитывая неразвитую в России систему технологического инжиниринга на современном этапе и актуальнейшую проблему эффективной передачи технологий, охраняемых документов и лицензий, производственного опыта и знаний, а также проблему обучения персонала и надзора за использованием технологий, считаем целесообразным и важным выделение технологического инжиниринга среди его видов в рассматриваемом проекте закона и определение его как приоритетного направления развития инжиниринга на базе вузов.

Выводы. Таким образом, анализируя проблематику современного развития инжиниринговой деятельности, подходов к базовым понятиям, считаем целесообразным, обратить внимание на следующие положения [13]:

1. Инжиниринг – мощный инструмент повышения эффективности бизнеса через предоставление интеллектуальных услуг проектно-конструкторского, расчетно-аналитического, производственного характера.

2. В отличие от международного методического подхода к понятию инжиниринг и его классификации, предлагаемые в Проекте Федерального Закона «Об инженерной (инжиниринговой) деятельности в Российской Федерации» виды инжиниринга не содержат технологического инжиниринга, ни как отдельного вида инжиниринга, ни как четко обозначенных элементов.

3. В рассматриваемом Проекте Федерального Закона целесообразно выделение технологического инжиниринга, как стратегически важного вида в условиях развития инновационной экономики, а также определение приоритетным направление его развития на базе вузов.

4. Инжиниринг – это мост между наукой и технологией.

Организовывая инжиниринговые центры на базе вузов, целесообразно:

- комбинировать потенциал современных достижений российской науки и положительного опыта зарубежного инжиниринга. Симбиоз вузов с реальным сектором экономики позволит снизить зависимость от импортных технологий;

- вовлекать студентов, аспирантов, докторантов технических вузов, а также выпускников в работу инжиниринговых центров, что позволит активизировать инновационные процессы на базе вузов и внедрение результатов научных исследований в реальный сектор экономики.

**Работа выполнена в рамках Программы развития опорного университета на базе БГТУ им. В.Г. Шухова.*

Список литературы

1. Romanovich L., Sevostyanov V., Romanovich M., Sevostyanov M., and A. Arkatov. Innovation activity and technology transfer of higher education // Journal of Applied Engineering Science. 2014. V.12. № 4. P. 273-276.
2. Мантуров Д.В. Назвитие инжиниринга — важнейшая составляющая формирования инновационной экономики в России // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия «Машиностроение». 2013. № 2.С.3-17.
3. Миссия, стратегические приоритеты, цели и задачи развития системы образования: монография / Е.А. Афанасьева, А.Р. Вышкина, В.В. Глебов, О.В. Исаакян, О.М. Перминова, Н.Н. Харитоновна, Л.Г. Романович, П.И. Оспищев, М.А. Романович. Красноярск: Научно-инновационный центр, 2012. 184 с.
4. Romanovich L.G., Evtushenko E.I., Romanovich M.A., and D.V. Kudinov. Innovation activity and business incubators based on institution of higher education. The experience of Russia // Journal of Applied Engineering Science. 2015. V. 13. №3. P. 161-166.
5. Шаповалов Н.А., Романович Л.Г., Глаголев Е.С., Бабаевский А.Н. Опыт реализации практико-ориентированной модели обучения студентов инновационному предпринимательству // Высшее образование в России. 2014. № 3. С. 65-72.
6. Арсланов В. А., Газизов И. С., Кашапов Н. Ф. Инжиниринговые центры как фактор вхождения региона в глобальную производственную кооперацию // Вестник экономики, права и социологии. 2014. №4. С.7-12.
7. Мещерин И. В. Инжиниринг – это проектирование [Электронный ресурс: официальный сайт национальной палаты инженеров]. Режим доступа URL: <http://npirf.ru/inzhiniring-eto-proektirovanie> (Дата обращения 01.08. 2016).
8. Электронный портал Минпромторга России [Электронный ресурс]. Режим доступа URL: <http://minpromtorg.gov.ru/press-centre/news/#18837> (Дата обращения 01.08. 2016).
9. Проект Федерального Закона «Об инженерной (инжиниринговой) деятельности в Российской Федерации» (Вторая редакция от 01.02.2016 г.) [Электронный ресурс]. Режим доступа URL: <http://npirf.ru/inzhiniring-eto-proektirovanie> (Дата обращения 01.08. 2016).
10. Литвинов К. С. Современный рынок инжиниринговых услуг // Российский внешнеэкономический вестник. 2010. № 5. С.68-74.
11. Романович Л.Г., Рошковану Е., Романович М.А. Актуальные проблемы малого инновационного бизнеса в условиях глобализации / Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2016. № 8. С. 235-240.
12. Перспективы развития предпринимательской деятельности в России / В.В. Выборнова, Л.Г. Романович, К.И. Логачев, В.Ю. Чистюхин: монография. Белгород: Изд-во БГТУ. 2011. 132 с.

13. Инжиниринговая деятельность на базе вузов: базовые понятия и проблемы / М.А.Романович, А.В. Мясников, Л.Г. Романович, П.И. Осипцев // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2016. № 9. С. 227-231.

УДК 330

**ИННОВАЦИОННОЕ ПРЕДПРИНИМАТЕЛЬСТВО:
ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ОБУЧЕНИЯ СТУДЕНТОВ**

Романович Л.Г., Ярмоленко И.В., Романович М.А.¹

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

В статье рассмотрены актуальные вопросы реализации практико-ориентированной модели обучения студентов инновационному предпринимательству на базе высших учебных заведений России. Проанализирован положительный опыт Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова, в котором динамично развивается эффективная модель учебного научно-инновационного комплекса, обеспечивающая стимулирование инновационной деятельности молодых ученых и коммерциализацию интеллектуальной собственности университета.

Результаты исследования организации инновационной деятельности молодежи могут представлять интерес как российских, так и зарубежных организаций, и партнеров.

Ключевые слова: инновационная деятельность, инновационное предпринимательство, бизнес-инкубатор, малые инновационные предприятия.

**INNOVATIVE ENTREPRENEURSHIP: PRACTICAL ASPECTS OF
STUDENT TRAINING**

Romanovich L.G, Yarmolenko I.V., Romanovich M.A.¹

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

In the article actual questions of realization of the practice-oriented model of training of students to innovative entrepreneurship on the basis of higher educational institutions of Russia are considered. The positive experience of the Belgorod State Technological University named after MV Lomonosov was analyzed. V.G. Shukhov, which dynamically develops an effective model of the educational scientific and innovation complex, which stimulates the innovative activity of young scientists and the

commercialization of intellectual property of the university.

The results of the study of the organization of innovative activities of young people can be of interest to both Russian and foreign organizations and partners.

Key words: innovative activity, innovative entrepreneurship, business incubator, small innovative enterprises.

Введение. На современном этапе развития мировой экономической системы переход к экономике знаний становится одним из решающих элементов национальной стратегии повышения конкурентоспособности страны на международной арене. Следует отметить о важнейшем программном документе - Концепции долгосрочного социально-экономического развития Российской Федерации на период до 2020 года, которой определены амбициозные цели – обеспечение высокого уровня благосостояния населения, закрепление геополитической роли страны как одного из глобальных лидеров, определяющих мировую политическую повестку дня. Это означает необходимость формирования экономики лидерства и инноваций. Количественные показатели такой экономики к 2020 году – занятие существенной доли (в 5-10 процентов) на рынках высокотехнологичных и интеллектуальных услуг по 5-7 позициям, повышение в два раза доли высокотехнологичного сектора в ВВП (с 10,9 до 17-20 процентов), увеличение в пять-шесть раз доли инновационной продукции в выпуске промышленности, в четыре-пять раз – доли инновационно активных предприятий (с 9,4 до 40-50 процентов) [1].

В этой связи, в единстве государства, университетов и бизнеса – высшей школе в условиях экономики знаний отводится **определяющая роль**. Генерация, хранение и распространение новых знаний; научные исследования и разработки в интересах бизнеса и трансфер новых технологий; подготовка специалистов, наиболее полно отвечающих потребностям динамичной новой экономики – таково неполное представление университетов как основных факторов развития «умной» экономики.

Основная часть. Объекты инфраструктурной поддержки инновационной деятельности: университетские научные парки, бизнес-инкубаторы призваны стимулировать процесс создания стартап-компаний, занимающихся научными исследованиями и коммерциализацией результатов интеллектуальной деятельности в различные сферы экономики.

Проведенные за последние годы исследования западных ученых [2,3] показали, что руководство государственных и частных вузов

рассматривает объекты инфраструктурной поддержки, созданные на их базе, как важнейшие элементы стимулирования роста региональной экономики. Так, например, американские исследователи Алберт Линк и Джон Скотт в статье «Американские научные парки: распространение инноваций и его влияние на академические миссии университетов» пришли к выводу, что близость предприятий к вузам и наличие венчурного капитала оказывали положительное воздействие на их рост. Кроме того, научный парк стимулировал публикационную и патентную активность университета, позволял трудоустраивать выпускников и приглашать на работу выдающихся ученых. Ученые из Швеции Ричард Фергюсон и Кристер Олофссон в статье «Научные парки и развитие новых технологических фирм: локализация, выживание и рост» показали, что фирмы, размещенные в объектах инфраструктурной поддержки, обладали большей степенью выживаемости, чем те, которые находились за его пределами. И это важно для региона».

В реализации региональных программ заинтересованы как вузы, так и органы регионального и местного самоуправления, которые обычно выступают инициаторами проектов или активно их поддерживают в интересах развития региональных инновационных систем. Вузы же получают эффективный механизм передачи технологий из науки в промышленность и бизнес. Объекты инфраструктурной поддержки - место реализации идей ученых, преподавателей, студентов, инженеров и предпринимателей. В свою очередь совершенствуется и учебный процесс подготовки инженера, отвечающего потребностям динамичной новой экономики.

Одно из основных направлений развития Белгородской области, на котором предложил сосредоточиться губернатор Е.С. Савченко в своем ежегодном отчете перед депутатами областной думы – это развитие инновационной среды. Для Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова (далее БГТУ им. В.Г. Шухова) это означает - создание единого образовательного научно-инновационного пространства. Именно эта концепция реализуется в настоящее время в университете [4]. Так, в последние годы в университете существенным образом активизировалась научно-инновационная деятельность студентов и аспирантов. О чем свидетельствует динамика показателей развития студенческой науки и аспирантуры. Также органами исполнительной власти Белгородской области проводится значительная работа по стимулированию молодежи к созданию и развитию бизнеса, о чем свидетельствуют принятые программы, обеспечивающие доступ предпринимателей к

финансовым и другим ресурсам (субсидии на компенсацию затрат действующих инновационных компаний, связанных с изготовлением инновационной продукции; гарантии при кредитовании и т. д.).

Однако студенты, аспиранты и молодые ученые, участвующие в научных исследованиях и разработках не могут воспользоваться существующими программами по причине отсутствия необходимых знаний и опыта в области организации, ведения бизнеса и управления инновационными проектами в сфере высоких технологий. Следует отметить, что даже при получении малым предприятием начального капитала и размещении его в бизнес-инкубаторе, в основном из-за отсутствия необходимых знаний и опыта управления в своей сфере, оно, как правило, имеет незначительные шансы на успех.

В данной статье рассматривается вопрос разработки и внедрения практико-ориентированного подхода к такой сфере деятельности, как инновационное предпринимательство. Получение действительно эффективных результатов обучения в указанной сфере деятельности возможно исключительно при кардинальном изменении соотношения практики и теории и их творческое сочетание в учебном процессе [5]. Как эффективная мера в решении указанной проблемы - впервые в университете с 2012 года внедрен авторский курс обучения студентов 4-5 курса всех специальностей по программе «Инновационное предпринимательство» [6].

Следует отметить, что программа указанного курса разработана с участием специалистов Белгородской Торгово-промышленной Палаты, Белгородского областного фонда поддержки малого и среднего предпринимательства, региональных представителей Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере, успешных предпринимателей – инноваторов [7].

Курс завершается подготовкой и защитой бизнес-плана инновационной идеи. Лучшие проекты, выполненные студентами, получают финансовую и научно-консалтинговую поддержку университета при организации молодежных инновационных предприятий. В уставный капитал таких предприятий университет вносит права на использование интеллектуальной собственности: изобретений, полезных моделей, программ ЭВМ и других объектов.

По результатам обучения студентов разных специальностей университета за 2012 – 2016 годы организовано 72 малых инновационных предприятий с участием университета и молодых ученых: ООО «Композит», ООО «Мед-провижн», ООО «Карбон плюс», ООО «Плазма 31», ООО «ИнИнТЕХ», ООО «Современные корпоративные системы», ООО «Фотополимерные технологии»,

«ООО «Центр социальных технологий «Интеллект» и другие.

Так, несмотря на свой короткий срок деятельности на рынке ООО «Композит» (малое инновационное предприятие организовано в мае 2013 года) достигло успехов в инновационном бизнесе. Предметом деятельности предприятия является проведение научных исследований и разработок, а также практическое применение (внедрение) результатов интеллектуальной деятельности в сфере создания новых материалов и энергосберегающих технологий.

Ведущий проект компании – производство энергоэффективного композиционного вяжущего. Технология производства композиционного вяжущего в данном предприятии защищена охраняемыми документами. Является ресурсосберегающей за счет использования энергоэффективного оборудования [8] и технологических отходов металлургического производства в качестве сырья, получения синергетического эффекта при диспергации. Основные потребители - строительные компании, железобетонные заводы, используют как вяжущее для производства бетона г. Белгорода, области, регионов Российской Федерации и зарубежных государств. Команда инновационной компании с данным Проектом стала абсолютным победителем (1 место) VI Международного инновационного форума «Кубок Вызова».

В настоящее время на базе университета функционирует 101 малое инновационное предприятие с участием студентов. Молодые ученые и сотрудники малых инновационных предприятий получают имущественную поддержку в бизнес-инкубаторе университета, научно-консалтинговую - в бизнес-центре и повышают квалификацию в школе обучения инновационному предпринимательству на базе бизнес-инкубатора [9].

Так, заключено с предприятиями 108 лицензионных договоров.

Таким образом, реализация практико-ориентированной модели обучения студентов инновационному предпринимательству позволила обеспечить решение целого комплекса задач: от приобретения студентами знаний и навыков предпринимательской деятельности в сфере инноваций до их трудоустройства и коммерциализации интеллектуальной деятельности университета. Данный проект по своей целостности, комплексу поставленной цели, решаемых задач и эффективности можно назвать пилотным. На наш взгляд, опыт БГТУ им. В.Г. Шухова, одного из лидирующих вузов Российской Федерации может представлять интерес как российских, так и зарубежных организаций, и партнеров.

**Работа выполнена в рамках Программы развития опорного университета на базе БГТУ им. В.Г. Шухова.*

Список литературы

1. Концепция долгосрочного социально-экономического развития Российской Федерации на период до 2020г. утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 17 ноября 2008 года N 1662-р.- Система ГАРАНТ (CD-ROM).

2. Ferguson R., Olofsson Ch. Science Park and the Development of NTBFs - Location, Survival and Growth // Journal of Technology Transfer. 2004. Vol. 29(1): P.15.

3. Newman Mark J. Problem Based Learning: An Introduction and Overview of the Key Features of the Approach. Режим доступа:

[http://Inprocess/UTPress/JVME/JVME32\(1\)-Revises-2/JVME-003.3d](http://Inprocess/UTPress/JVME/JVME32(1)-Revises-2/JVME-003.3d).

4. Romanovich L.G., Evtushenko E.I., Romanovich M.A., and D.V. Kudinov. Innovation activity and business incubators based on institution of higher education. the experience of Russia // Journal of Applied Engineering

УДК 666.9.023.3

ПОДХОД К РАСЧЕТУ МОЩНОСТИ ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Романович М. А., Мясников А.В.¹

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

В результате анализа литературных источников установлено, что измельчаемый в ПВИ материал после обработки его давлением между валками значительно отличается от исходного, он имеет форму в виде спрессованных пластин, а его частицы - микродефектную структуру, что требует особых условий для их помола в ШМ.

Ключевые слова: энергоемкость, технологический помольный комплекс, пресс-валковый измельчитель, шаровая мельница, методика расчета, лопастные энергообменные устройства.

APPROACH TO CALCULATION OF BALL MILL POWER

Romanovich M.A., Myasnikov A.V.¹

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

As a result of the analysis of literature sources, it is established that the material to be grinded in PVI after its treatment by the pressure between the rollers differs significantly from the initial one, it has the form of compressed plates, and its particles are micro-defect, which requires

special conditions for their grinding in CMM.

Keywords: energy intensity, technological grinding complex, press roller shredder, ball mill, calculation technique, lobed energy-exchange devices.

Введение. В результате анализа литературных источников установлено, что измельчаемый в ПВИ материал после обработки его давлением между валками значительно отличается от исходного, он имеет форму в виде спрессованных пластин, а его частицы - микродефектную структуру, что требует особых условий для их помола в ШМ.

Основная часть. Как показали проведенные исследования, установка лопастных энергообменных устройств в виде лопасти двухстороннего действия ЛДД и лопастного эллипсного сегмента в барабане шаровой мельницы позволяет интенсифицировать движение мелющей загрузки. Однако в зависимости от угла поворота барабана мельницы периодически меняется уровень загрузки в первой камере, а в зоне активного влияния ЛЭУ – происходит "зачерпывание" части мелющих тел вместе с измельчаемым материалом, подъем их на высоту и придание им продольно-поперечного движения, отличающегося от создаваемого в мельницах без ЛЭУ (рис. 1).

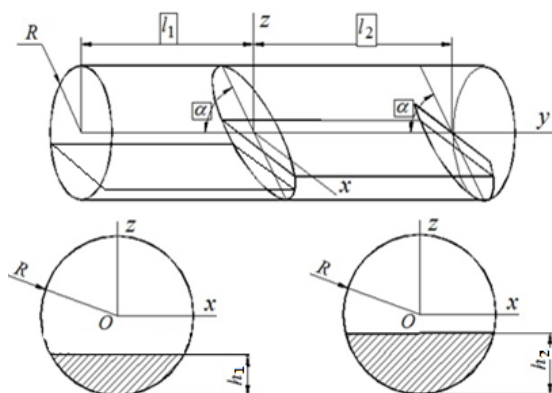


Рисунок 1 – Схема установки ЛЭУ в барабане шаровой мельницы

При этом совершается дополнительная работа, на которую расходуется дополнительная мощность двигателя, а отсутствие научно-обоснованной методики расчета её величины для мельниц,

оснащенных ЛЭУ тормозит их внедрение в промышленность. Дополнительно потребляемая мельницей мощность связана (по сравнению с мельницами с вертикальными перегородками) с перемещением центра масс мелющей загрузки вдоль оси барабана мельницы за счет влияния на мелющую загрузку в продольном направлении ЛДД и ЛЭС.

Мощность N за некоторый промежуток времени T вычисляется по формуле:

$$N = \frac{A}{T}, \quad (1)$$

где A – работа, выполненная за тот же промежуток времени T .

За промежуток времени T , возьмем время одного оборота барабана мельницы, если мельница совершает n оборотов в минуту, то один оборот осуществляется за время равное,

$$T = \frac{1}{n} \text{ мин}, \quad (2)$$

$$\text{или} \quad T = \frac{60}{n} \text{ сек.}, \quad (3)$$

$$\text{Поскольку} \quad n = \psi n_{\text{кр}}, \quad (4)$$

где ψ – относительная частота вращения, $n_{\text{кр}}$ – критическая частота вращения.

$$\text{Так как} \quad n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R}}, \quad (5)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения, R – радиус барабана мельницы, то формулу (3) можно записать в следующем виде

$$T = \frac{2\pi\sqrt{R}}{\psi\sqrt{g}} \text{ сек.}, \quad (6)$$

За один оборот барабана мельницы центр масс мелющей загрузки в каждой камере переместится из одного крайнего положения в другое и обратно. Для первой камеры перемещение центра масс загрузки за один оборот барабана мельницы определяется по формуле:

$$S_1 = 2|y_c - y'_c|, \quad (7)$$

Согласно [6] y_c и y'_c вычисляются, соответственно, по формулам:

$$\tilde{y}_c \tilde{V}_1 = -\frac{\lambda_1^2}{2} \left(\chi_1 \sqrt{1-\chi_1^2} + \arcsin \chi_1 - \frac{\pi}{2} \right) - \frac{2\lambda_1 \text{ctg} \alpha}{3} (1-\chi_1^2)^{\frac{3}{2}} + \frac{\text{ctg}^2 \alpha}{8} \left(\chi_1 (1-2\chi_1^2) \sqrt{1-\chi_1^2} - \arcsin \chi_1 + \frac{\pi}{2} \right).$$

$$\tilde{y}'_c \tilde{V}'_1 = -\frac{\lambda_1^2}{2} \left(\chi'_1 \sqrt{1-\chi_1'^2} + \arcsin \chi'_1 - \frac{\pi}{2} \right) + \frac{2\lambda_1 \text{ctg} \alpha}{3} (1-\chi_1'^2)^{\frac{3}{2}} + \frac{\text{ctg}^2 \alpha}{8} \left(\chi'_1 (1-2\chi_1'^2) \sqrt{1-\chi_1'^2} - \arcsin \chi'_1 + \frac{\pi}{2} \right).$$

Перемещение центра масс загрузки за один оборот барабана мельницы во второй камере определяется по формуле:

$$S_2 = 2|y_{c2} - y'_{c2}|, \quad (8)$$

Вычисление y_{c2} и y'_{c2} согласно (4) производим по формулам:

$$\begin{aligned} \tilde{y}_{c2} \tilde{V}'_2 &= \frac{\text{ctg}^2 \alpha}{8} \left(\chi_2 (2\chi_2^2 - 1) \sqrt{1-\chi_2^2} + \arcsin \chi_2 - \frac{\pi}{2} \right) - \\ &- \frac{\lambda_2^2}{2} \left(\chi_2 \sqrt{1-\chi_2^2} + \arcsin \chi_2 - \frac{\pi}{2} \right) \\ \tilde{y}'_{c2} \tilde{V}'_2 &= \frac{\lambda_2^2}{2} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \chi'_2 - \chi'_2 \sqrt{1-\chi_2'^2} \right) + \frac{2l_2 \text{ctg} \alpha}{3} \sqrt{(1-\chi_2'^2)^3}, \end{aligned}$$

Поскольку работу совершает сила трения, то:

$$A = |F_{\text{тр}} S| = F_{\text{тр}1} S_1 + F_{\text{тр}2} S_2, \quad (9)$$

В свою очередь, $F_{\text{тр}1} = f G_1 = f M_1 g = f g \gamma V_{1\text{зар}} = f g \gamma \varphi_1 V_1$,

$$(10)$$

где f – коэффициент трения скольжения мелющей загрузки по корпусу барабана мельницы; G_1 – вес мелющей загрузки в первой камере; M_1 – масса мелющей загрузки в первой камере; γ – объемная

масса мелющей загрузки; $V_{\text{загр}}$ – объем мелющей загрузки в первой камере; φ_1 – коэффициент загрузки мелющими телами первой камеры; V_1 – объем первой камеры.

Аналогичная формула имеет место и для второй камеры:

$$F_{\text{тр}2} = f G_2 = f M_2 g = f g \gamma V_{2\text{загр}} = f g \gamma \varphi_2 V_2, \quad (11)$$

Заключение. Таким образом, полученные аналитическим путем уравнения (10) и (11) позволяют рассчитать величину дополнительно потребляемой мощности мельницей, оснащенной ЛЭУ, с достаточной точностью отражают реальный процесс, и как видно из графических зависимостей обеспечивают высокую сходимость результатов. Результаты исследований расчета мощности шаровой мельницы внедрены в малых инновационных предприятиях на базе БГТУ им. В. Г. Шухова: ООО «Центр энергосберегающих технологий и комплексов», ООО «Композит» и др., с участием молодых ученых [8,9].

**Работа выполнена в рамках Программы развития опорного университета на базе БГТУ им. В.Г. Шухова.*

Список литературы

1. Башкирцев А.А. Анализ эффективности машин для тонкого измельчения строительных материалов / А.А. Башкирцев // сб. науч. тр. МАДИ. 1986.
2. 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.
3. Романович А.А. Энергосбережение при производстве строительных изделий // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2011. №3. С. 69-71.
4. Богданов В.С., Воронов В.П., Потапов Ф.П. Расчет величины работы затрачиваемой на разрушение материала при каскадном режиме работы шаровой мельницы // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2011. №1. С. 61-64.
5. Романович А.А. Определение центра масс шаровой загрузки первой камеры мельницы, оснащенной лопастными энергообменными устройствами / Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. 2013. Т. 2. №51. С. 166-171.
6. Romanovich A.A. Performance review and principal directions for development of a grinding equipment in cement factory // Journal of Engineering and Applied Sciences. 2014. 9(11): 2367-2370.

7. Пресс-валковый измельчитель В.С. Севостьянов, А.А. Романович, В.С. Платонов, В.П. Козка. Патент на изобретение № RUS 2030213.

8. Romanovich L.G., Evtushenko E.I., Romanovich M.A., and D.V. Kudinov. Innovation activity and business incubators based on institution of higher education. the experience of Russia // Journal of Applied Engineering Science. 2015. Vol. 13(3): pp. 161-166.

9. Romanovich A.A., Bogdanov V.S., Romanovich L.G., Romanischin D.V. Determination of power mill spent on the creation of the longitudinal motion of the grinding load // Journal of Applied Engineering Science. 2015. Vol. 13 (3): pp. 155-160.

УДК 666.9

ДВИЖЕНИЕ МЕЛЮЩИХ ТЕЛ ПРИ РАЗЛИЧНОЙ СХЕМЕ УСТАНОВКИ ЭНЕРГООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВ

Романович М. А., Мясников А.В.¹

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

В производстве вяжущих материалов, различных строительных смесей и изделий одними из наиболее энергоёмких являются процессы дробления и помола исходного сырья на которые расходуется около 10% всей мировой электроэнергии. При этом расход электроэнергии значительно возрастает с увеличением дисперсности полученного продукта.

Ключевые слова: энергоёмкость, технологический помольный комплекс, пресс-валковый измельчитель, шаровая мельница, методика расчета, дополнительно потребляемая мощность, лопастные энергообменные устройства.

MOVEMENT OF PELVING BODIES AT THE DIFFERENT SCHEME OF THE INSTALLATION OF ENERGY EXCHANGER DEVICES

Romanovich M.A., Myasnikov A.V.¹

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

In the production of binding materials, various building mixtures and products, the processes of crushing and grinding of raw materials for which about 10% of the world's electricity are consumed are among the most energy-intensive. At the same time, the power consumption significantly increases with the dispersion of the product obtained.

Key words: energy intensity, technological grinding complex, press

roller shredder, ball mill, calculation technique, additional power consumption, blade energy exchangers.

Введение. В производстве вяжущих материалов, различных строительных смесей и изделий одними из наиболее энергоёмких являются процессы дробления и помола исходного сырья на которые расходуется около 10% всей мировой электроэнергии. При этом расход электроэнергии значительно возрастает с увеличением дисперсности полученного продукта.

При производстве цемента ежегодный объем, которого в мире все возрастает и в настоящее время превышает 2,5 миллиарда тонн, на процессы помола сырьевых и цементных материалов, осуществляемые главным образом в шаровых мельницах, затрачивается от 40 до 70% от всей электроэнергии процесса [1,2].

Вопросами разработки нового и повышения эффективности существующего помольного оборудования занимались ученые и практики как у нас в стране, так и за рубежом. Ими разработана энергосберегающая технология получения цемента в помольном комплексе, состоящем из двух агрегатов пресс-валкового измельчителя и шаровой мельницы (ПВИ-ШМ) [3-5].

Основная часть. В результате проведенных исследований установлено, что измельчаемый в ПВИ материал после обработки его давлением между валками значительно отличается от исходного, он имеет форму в виде спрессованных пластин, а его частицы - микродефектную структуру, что требует особых условий для их помола в ШМ (рис.1, 2).

Как показали исследования, предварительно измельчаемый в ПВИ материал целесообразно подвергать кратковременному ударному воздействию в первой камере мельницы для дезагломерации спрессованной ленты и раздавливающее-истиращающему воздействию мелющей загрузки во второй камере для окончательного его помола. [6,7].

Такие условия измельчения материалов можно получить в шаровой мельнице, оснащенной лопастными энергообменными устройствами (ЛЭУ): лопастью двухстороннего действия (ЛДД) и лопастным эллипсным сегментом (ЛЭС).



Рисунок 1 – Исходный материал клинкер



Рисунок 2 – Клинкер после измельчения в ПВИ

С целью определения режимов работы мелющей загрузки при различных схемах установки ЛЭУ, исследования проводились на модели шаровой мельницы с прозрачным корпусом размером $\varnothing 0,1 \times 0,5$ м. (рис. 3 а-г).

В результате исследований установлено, что на характер динамического воздействия мелющих тел в ШМ существенное влияние оказывает взаимное расположение ЛЭУ как в продольном, так и в поперечном сечении корпуса мельницы.

Так, в результате использования схемы установки лопастных энергообменных устройств, когда ЛЭС установлен у разгрузочного конца барабана мельницы наклоненным к днищу ли его большая ось совпадает с большей осью ЛДД (рис. 3-а) происходит их одновременное воздействие, с промежутком через 360° на мелющую загрузку. Это приводит к сосредоточению мелющих тел в середине второй камеры, что отрицательно скажется на эффективности процесса помола.

При повороте ЛЭС относительно ЛДД на угол 180° (смещение их больших осей составляет угол 180°) приводит к поочередному воздействию ЛЭУ на мелющую загрузку, что приводит к их большей подвижности, перемещению и сосредоточению то у ЛДД, то у ЛЭС (рис.3-б). Такая схема установки ЛЭУ должна способствовать интенсивности процесса помола предварительно измельченных материалов во второй камере мельницы.

Однако, установка ЛЭС, наклоненным к разгрузочному днищу, приводит к захвату им цельбесной загрузки и поднятию ее на большую высоту, что приводит ее к частичному водопадному режиму работы, что снизит эффективность её работы во второй камере. Изменение угла наклона ЛЭС на противоположный, установив его под наклоном от разгрузочного днища (рис. 3 в), приводит к исчезновению

«водопадного эффекта» во второй камере мельницы, так как такое расположение ЛЭС не поднимает мелющую среду, а лишь усиливает свое воздействие на нее в продольном направлении, что позитивно сказывается на помоле материала

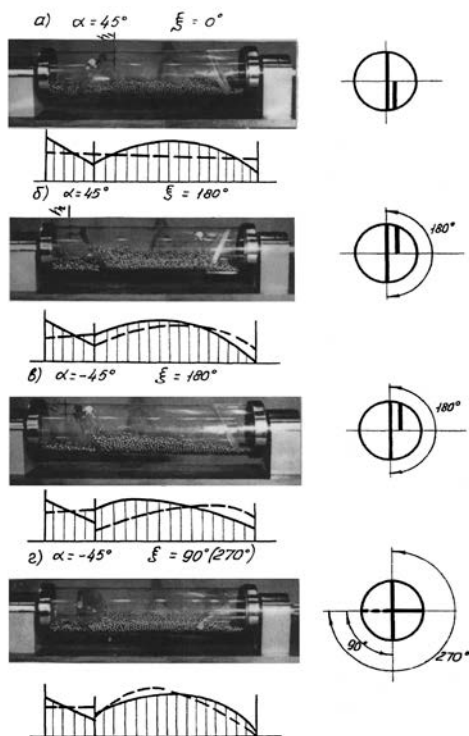


Рисунок 3 – Схемы установки ЛЭУ в ТШМ и эпюры движения мелющих тел

Установка лопасти двойного действия обеспечит ударно-истирающее воздействие мелущей загрузки на измельчаемый материал в первой камере мельницы. Управление величиной импульса от ЛДД кроме угла ее наклона позволяет обеспечивать наличие горизонтальных участков перегородки. Результаты исследований движения мелющих тел при различной схеме установки энергообменных устройств внедрены в малых инновационных предприятиях на базе БГТУ им. В. Г. Шухова: ООО «Центр энергосберегающих технологий и комплексов», ООО «Композит» и др., с участием молодых ученых [8,9].

Закключение. Таким образом, проведенные нами исследования характера движения мелющих тел в ШМ, оснащенной ЛЭУ, показали, что режим работы мелющей загрузки во многом зависит от схемы установки и взаимного расположения ЛДД и ЛЭС. Рациональной схемой установки ЛЭУ в барабане мельница при помоле материалов, предварительно измельченных в ПВИ является схема (рис. 3 в) при которой в первой камере мельницы, осуществляется ударно истирающее воздействие мелющих тел, а во второй раздавливающее-истирающее воздействие.

**Работа выполнена в рамках Программы развития опорного университета на базе БГТУ им. В.Г. Шухова.*

Список литературы

1. Башкирцев А.А. Анализ эффективности машин для тонкого измельчения строительных материалов / А.А. Башкирцев // сб. науч. тр. МАДИ. 1986.
2. Романович А.А. Исследование процесса предуплотнения анизотропных материалов в пресс-валковом измельчителе // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2011. № 1. С. 56-60.
3. Романович А.А. Энергосбережение при производстве строительных изделий // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2011. №3. С. 69-71.
4. Богданов В.С., Воронов В.П., Потапов Ф.П. Расчет величины работы затрачиваемой на разрушение материала при каскадном режиме работы шаровой мельницы // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2011. №1. С. 61-64.
5. Романович А.А. Определение центра масс шаровой загрузки первой камеры мельницы, оснащенной лопастными энергообменными устройствами / Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. 2013. Т. 2 . №51. С. 166-171.
6. Romanovich A.A. Performance review and principal directions for development of a grinding equipment in cement factory // Journal of Engineering and Applied Sciences. 2014. 9(11): 2367-2370.
7. Пресс-валковый измельчитель / В.С. Севостьянов, А.А. Романович, В.С. Платонов, В.П. Козка. Патент на изобретение № RUS 2030213.
8. Romanovich L.G., Evtushenko E.I., Romanovich M.A., and D.V. Kudinov. Innovation activity and business incubators based on institution of higher education. the experience of Russia // Journal of Applied Engineering Science. 2015. Vol. 13(3): pp. 161-166.
9. Romanovich A.A., Bogdanov V.S., Romanovich L.G., Romanischin D.V. Determination of power mill spent on the creation of the longitudinal motion of the grinding load // Journal of Applied Engineering Science. 2015. Vol. 13 (3): pp. 155-160.

УДК 621.926.3

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ
ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ВАЛКА ВИБРОВАЛКОВОГО
ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ

Сиваченко Л.А.¹, Сотник Л.Л.², Русан С.И.²

*1. Учреждение образования «Белорусско-Российский
университет», г. Могилев*

*2. Учреждение образования «Барановичский государственный
университет», г. Барановичи*

Предложена новая конструкция вибровалкового измельчителя для переработки материалов. Описаны ее основные конструктивные элементы. Выполнен кинематический анализ работы вала эксцентрикОВОГО вала. Описано уравновешивание движения точки вала.

Ключевые слова: вибрационные машины, вибровалковый измельчитель, эксцентрикОВЫЙ вал, эксцентриситет, уравнения движения.

KINEMATIC ANALYSIS OF SUPPLEMENTARY SHAFT OF
VIBROROLL GRINDER

Sivachenko L.A.¹, Sotnik L.L.², Rusan S.I.²

1 Educational institution "Belarussian-Russian University", Mogilev

2 Educational institution "Baranovich State University", Baranovich

A modern design of vibroroll grinder for processing materials is offered. Its basic structural elements are described. Kinematic analysis of work of a roll of supplementary shaft is made. Equilibration of the movement of a point of a roll is described.

Keywords: vibration machine, vibroroll grinder, supplementary shaft, eccentricity, equations of motion.

В современном производстве большое внимание уделяется увеличению производительности и снижению энергозатрат оборудования. В связи с этим возникает вопрос о совершенствовании и модернизации промышленного оборудования, большая часть которого на перерабатывающих предприятиях морально устарела.

Способы измельчения материалов разнообразны, однако основными из них являются механические, такие как раздавливание, удар и истирание [1, 2].

Одним из подходов к решению проблемы является переход

простого процесса измельчения в более сложный механизм управляемого изменения свойств перерабатываемой среды [3]. Это ведет к созданию измельчителей повышенной интенсивности рабочего процесса: вибрационных, планетарных, струйных, электромагнитных и ряда других.

Поиск теоретически и экспериментально обоснованных рациональных параметров, определяющих эффективный режим работы вибровалкового измельчителя, является актуальной научно-технической задачей, решение которой имеет большое практическое значение.

Схема одной из новых конструкций вибровалкового измельчителя представлена в разрезе на рисунке 1.

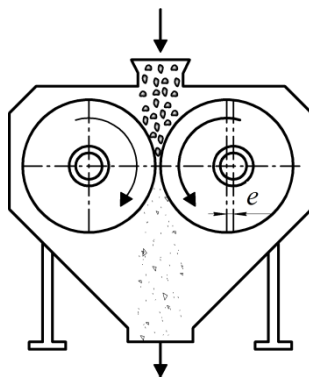


Рисунок 1 — Схема вибровалкового измельчителя.

Основными его звеньями являются два цилиндрических вала, приводимые в движение отдельными электродвигателями. Левый из них совершает абсолютное вращательное движение, правый — составное [4].

Динамическое воздействие на измельчаемую среду в зоне разрушения зависит от кинематических характеристик движения валков. Исследуем движение правого вала. Его пространственная схема показана на рисунке 2.

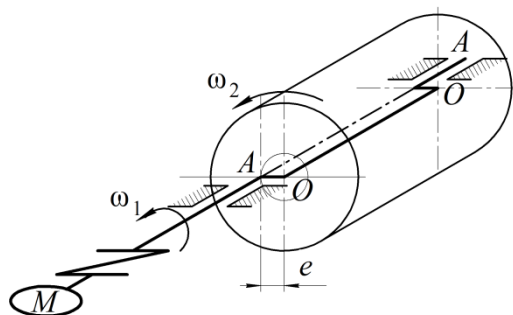


Рисунок 2 — Схема правого вала.

Моделировать соединение вала с осью AA ротора электродвигателя M можно посредством коленчатого вала. Функцию кривошипа выполняет цилиндрический эксцентрик, жестко соединенный с осью AA . Его собственная ось симметрии OO сдвинута относительно оси ротора AA на расстояние e , называемое эксцентриситетом. Поскольку сечение вала, нормальное к оси Az , не изменяются вдоль этой оси, то пространственный объект будем описывать одним его сечением. Такое сечение вала и эксцентрика показано на рисунке 3.

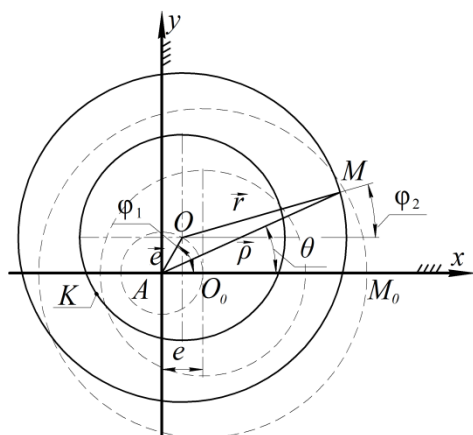


Рисунок 3 — Схема сечения эксцентрикового вала.

Контактирование вала и эксцентрика осуществляется через подшипники K , которые рассматриваются как внутренняя связь в системе. Внешней связью служат подшипники A , установленные на

раме (корпусе) измельчителя. Значит механическая система вал-эксцентрик-валок имеет две степени свободы. Для определения ее положения в абсолютной системе координат необходимо задавать две обобщенные координаты. Положение оси вала с эксцентриком будем определять углом φ_1 , а вала относительно оси OO — φ_2 . Описанная механическая система теоретически допускает три варианта движения:

1) круговое поступательное ($\varphi_2=0$) движение, определяемое вращением эксцентрика;

2) составное поступательно-вращательное, при котором $\varphi_2 \neq 0$;

3) вращательное движение вокруг оси AA $\varphi_2 = \varphi_1$.

Рассмотрим эти варианты более подробно.

Валок совершает круговое поступательное движение. При этом все прямые, параллельные оси OO , в том числе и образующие цилиндрической поверхности вала, совершают такие же движения, как и его ось O . А в нормальных сечениях вала (рисунок 3) все точки описывают окружности радиуса e (как и точка O) и движутся по своим траекториям со скоростью $v_M = \omega_1 e$ (м/с) и ускорениями $a_M = \omega_1^2 e$ (м/с²). Векторы скоростей \vec{v}_M направлены по касательным к окружностям, а ускорений \vec{a}_M — по нормальям к ним в сторону центров.

Введем систему осей координат с началом в неподвижной точке A .

Тогда уравнения окружностей записываются в виде (рисунок 4):

$$x_M = x_C + e \cos \varphi_1, \quad y_M = y_C + e \sin \varphi_1 \quad (1)$$

где x_C, y_C — координаты центров окружностей.

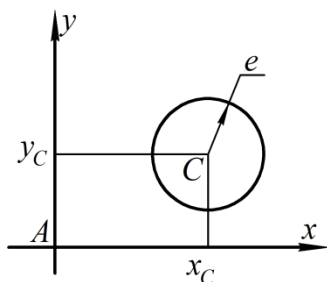


Рисунок 4 — Анализ движения.

Валок совершает сложное движение, при котором эксцентрик

вращается с угловой скоростью ω_1 , а валок с относительной скоростью ω_2 вокруг оси симметрии OO эксцентрика. Правый валок приводится во вращательное движение посредством сил сцепления, возникающих в зоне контакта с измельчаемыми фракциями. Эти силы, как известно, зависят от таких нестабильных факторов как нормальное давление в зоне контакта и коэффициент трения скольжения. Поэтому величина ω_2 устанавливается приближенно из опытов.

Найдем уравнения движения точки M , которая в исходном положении (рисунок 3) обозначена буквой M_0 .

В произвольный момент времени ее радиус-вектор равен $\vec{\rho} = \vec{e} + \vec{r}$. Проецируя $\vec{\rho}$ на оси координат, находим: $x_M = \rho \cos \theta$, $y_M = \rho \sin \theta$ или:

$$x_M = e \cos \varphi_1 + r \cos \varphi_2, \quad y_M = e \sin \varphi_1 + r \sin \varphi_2 \quad (2)$$

где $\varphi_1 = \omega_1 t$, $\varphi_2 = \omega_2 t$.

Для определения скоростей произвольной точки M вала будем рассматривать его составное движение как плоскопараллельное. В качестве полюса примем точку O (рисунок 5).

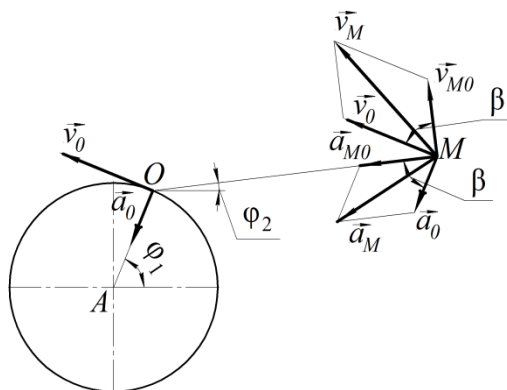


Рисунок 5 — Определение скоростей и ускорений точки M .

Тогда $\vec{v}_M = \vec{v}_O + \vec{v}_{M0}$, где $\vec{v}_O = \vec{v}_1$ — скорость полюса O ; $\vec{v}_{M0} = \vec{v}_2$ — скорость точки M относительно O . Геометрическое суммирование векторов \vec{v}_1 и \vec{v}_2 показано на рисунке 5.

По теореме косинусов находим:

$$v_M = \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + 2v_1v_2 \cos \beta} . \quad (3)$$

Аналогично, определяем ускорение a_M , зная, что $\vec{a}_M = \vec{a}_O + \vec{a}_{MO}$, $\vec{a}_O = \vec{a}_1$, $\vec{a}_{MO} = \vec{a}_2$:

$$a_M = \sqrt{a_1^2 + a_2^2 + 2a_1a_2 \cos \beta} . \quad (4)$$

где нормальные ускорения a_1 и a_2 определяются по формулам:

$$a_1 = \omega_1^2 e \text{ (м/с}^2\text{)}, \quad a_2 = \omega_2^2 r \text{ (м/с}^2\text{)};$$

угол $\beta = \varphi_1 - \varphi_2$.

Валок совершает вращательное движение вокруг оси AA . Такое движение могло бы иметь место при заклинивании подшипников между валком и эксцентриком, что на практике исключено. Рассматривать такой вариант не будем.

Уточним формулу обобщенной координаты φ_2 . Предполагалось, что $\varphi_2 = \omega_2 t$, $\omega_2 = const$. Также отмечалось, что вращение правого вала вызывается силой сцепления измельчаемых фракций с его поверхностью, которая зависит от давления на валок и свойств его поверхности. Логично предположить, что это давление не постоянно, а изменяется по гармоническому закону, определяемому вращением эксцентрика с частотой $\frac{n_1}{60}$ Гц. Тогда относительную угловую скорость вала можно определить по формуле:

$$\omega_2(t) = \omega_2^{cp} - \omega_{2a} \cos\left(\frac{\pi n_1}{30} t\right) \quad (5)$$

где $\omega_2^{cp} = const$ — средняя угловая скорость вала; ω_{2a} — амплитуда изменяемой составляющей угловой скорости $\omega_2(t)$ (рисунок 6). Значения величин ω_2^{cp} и ω_{2a} определяются из опытов.

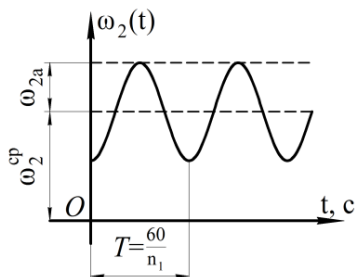


Рисунок 6 — Закон изменения угловой скорости валка.

Находим обобщенную координату. Так как $\omega_2(t) = \frac{d\varphi_2}{dt}$, то $d\varphi_2 = \omega_2(t)dt$, откуда $\varphi_2 = \int \omega_2(t)dt$ или

$$\varphi_2 = \omega_2^{cp}t + \frac{\pi n_1}{30} \omega_{2a} \sin\left(\frac{\pi n_1}{30}t\right) \quad (6)$$

При выводе формулы (6) предполагаем, что при t_0 $\varphi_2 = 0$.

Проведённый теоретический анализ движения валка, установленного на эксцентриковом валу, описывает кинематические параметры рабочего процесса, позволяет установить закономерности функционирования вибровалкового измельчителя, как сложной технической системы.

Выполненные теоретические расчеты положены в основу создания экспериментального исследовательского оборудования.

Список литературы

1. Ревнивцев, В.И. Селективное разрушение минералов / В.И. Ревнивцев [и др.]; под ред. В.И. Ревнивцева. – М.: Недра, 1988. – 287 с.
2. Богданов, В.С. Современные измельчители: характеристика и оценка для процесса помола клинкера / В.С. Богданов, В.З. Пирозкий // Цемент и его применение. – 2003. – № 4. – С. 10–15.
3. Хайнике Г. Трибохимия / Г. Хайнике – М.: Мир, 1987. – 584 с.
4. Сиваченко, Л.А. Вибровалковый измельчитель и основы его проектирования / Л.А. Сиваченко, И.А. Богданович, Л.Л. Сотник. Сб. науч. тр. Современные технологии и методы расчетов в строительстве — Луцк: Изд-во Вежа-Друк, 2016. Вып. 5. — С. 32—39.

УДК 621.28:621.83

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА С ДВУХТУРБИНЫМ ГИДРОТРАНСФОРМАТОМ

Трушин Н.Н.¹

1. ФГБОУ ВО Тульский государственный университет, г. Тула

В трансмиссиях подъёмно-транспортных и строительно-дорожных машин широко применяются гидромеханические передачи, содержащие гидродинамические трансформаторы. С целью расширения диапазона преобразования вращающего момента гидротрансформатор может быть выполнен с двумя турбинами осевого и центростремительного типа, в котором суммирование потоков мощностей от турбин осуществляется с помощью планетарного зубчатого механизма. В данной работе рассматривается гидромеханическая передача с двухтурбинным гидротрансформатором с расширенными эксплуатационными возможностями.

Ключевые слова: гидромеханическая передача, двухтурбинный гидротрансформатор, планетарная передача, регулирование.

A HYDROMECHANICAL POWERTRAIN WITH A TWIN TURBINE TORQUE CONVERTER

Trishin N.N.¹

1. Tula State University, Tula

In hoisting-and-transport and building-road machines are widely used powertrains with hydrodynamic torque converters. With the aim of expanding the range of conversion of torque, the torque converter may be performed with two axial and centripetal turbines. The summation of the power flow rates of turbines is carried out by a planetary gear mechanism. This paper consider powertrain with twin turbine torque converter provided enhanced operational capabilities.

Keywords: powertrain, twin turbine torque converter, planetary gear set, regulation.

В трансмиссиях многих автотранспортных средств, подъёмно-транспортных и строительно-дорожных машин широко используются гидромеханические передачи (ГМП), в которых гидродинамический трансформатор работает в сочетании со ступенчатым механическим редуктором (коробкой передач). Чаще всего в таких ГМП применяются одноступенчатые гидротрансформаторы комплексного

типа. Традиционные ГМП имеют сравнительно большую массу (сотни килограммов), габаритные размеры и сложную систему управления, которая должна обеспечивать с достаточной плавностью и без значительных разрывов потока мощности переключение передач по нескольким параметрам. На городских автобусах, автопогрузчиках, дорожно-строительных машинах, где требуется довольно частое переключение передач, вследствие этого снижается производительность таких средств и тем острее, чем больше ступеней в коробке передач ГМП. В современных ГМП количество ступеней в коробках передач варьируется от трёх до девяти и имеет тенденцию к дальнейшему увеличению. Одно из путей решения данной проблемы состоит в применении двухтурбинных гидротрансформаторов с большими коэффициентами K трансформации вращающего момента ($K > 4$), что позволяет сократить количество ступеней в коробке передач и количество переключений передач. Гидромеханические передачи с двухтурбинными гидротрансформаторами могут иметь меньшую, чем у обычных ГМП той же мощности, массу, а уменьшенное количество ступеней в коробке передач упрощает систему управления передачей.

Предшественниками многотурбинных гидротрансформаторов стали многоступенчатые трансформаторы. В 1930 г. компанией General Motors (GMC) для городских автобусов были разработаны ГМП "V-Drive" с трёхступенчатыми гидротрансформаторами типа Лисхольм-Смит ($K \approx 5$), в которых коробка передач отсутствовала. Такая ГМП обеспечивала разгон автобуса с помощью гидротрансформатора, который в конце разгона блокировался, и движение автобуса продолжалось на прямой передаче, однако для большинства самоходных машин такое решение не было приемлемым.

В отличие от многоступенчатых гидротрансформаторов, в которых все турбинные колеса непосредственно соединены с ведомым валом, в многотурбинных гидротрансформаторах турбинные колёса соединяются с ведомым валом посредством зубчатых передач. Многотурбинные гидротрансформаторы тоже обладают высокими преобразующими свойствами. Пионерами в разработке многотурбинных гидротрансформаторов являются компании GMC и Allison Transmission. В двухтурбинных гидротрансформаторах одно из турбинных колёс – осевого типа, а другое – центростремительного типа. При этом осевое турбинное колесо более эффективно работает в диапазоне малых передаточных отношений гидротрансформатора ($i = 0 \dots 0,5$), а центростремительное турбинное колесо – в диапазоне больших передаточных отношений ($i > 0,5$) [1].

Отечественными инженерами для самоходных машин были

сконструированы оригинальные ГМП с двухтурбинными гидротрансформаторами (а.с. СССР №№ 650848, 887850). Двухтурбинный гидротрансформатор типа Allison был применён в трансмиссиях отечественных ковшовых погрузочно-транспортных машин ПД-8 и ПД-12 с номинальной грузоподъёмностью 8 и 12 тонн соответственно, спроектированных в НИПИГОРМАШ (ныне г. Екатеринбург) [2].

На характеристики ГМП оказывают влияние как параметры лопастной системы двухтурбинного гидротрансформатора, так и конструкция, и параметры суммирующего зубчатого механизма. Так, в одной из первых своих разработок компания GMC использовала для этой цели встроенный в гидротрансформатор трёхзвенный планетарный зубчатый механизм типа 2К-Н с внутренним передаточным отношением 1,6. Коронная шестерня планетарного механизма соединялась с осевым турбинным колесом, солнечная – с реакторным колесом и его механизмом свободного хода, а водило – с центростремительным турбинным колесом и выходным валом (патент США № 2910832). Для этих же целей мог использоваться конический дифференциальный зубчатый механизм [3]. В других конструкциях компании GMC также использовались планетарные зубчатые передачи, вынесенные из корпуса гидротрансформатора (патент США № 2763163). Аналогичным образом в двухтурбинном гидротрансформаторе по а.с. СССР № 887850 для суммирования крутящих моментов от турбинных колёс был применён планетарный механизм Ravigneaux с парными сателлитами.

Компания Allison Transmission применила для суммирования крутящих моментов турбинных колёс в двухтурбинном гидротрансформаторе использовать вальный цилиндрический редуктор. Аналогичное решение было принято в гидромеханической передаче по а.с. СССР № 650848 и в трансмиссиях погрузочно-транспортных машин ПД-8 и ПД-12. Как правило, двухтурбинный гидротрансформатор сопрягается с коробкой передач, с помощью которой осуществляется, как минимум, реверсирование трансмиссии машины, а также при необходимости расширяется диапазон регулирования гидромеханической передачи. С целью обеспечения маневренности транспортного средства и расширения эксплуатационных возможностей гидромеханической передачи с двухтурбинным гидротрансформатором возможно использовать уже имеющийся в конструкции гидротрансформатора суммирующий механизм для осуществления функции реверсирования ведомого вала передачи. Кинематическая схема ГМП представлена на рис. 1 [4].

выходным (ведомым) валом 18 передачи. Для управления гидромеханической передачей предназначены три тормоза: тормоз 19 – для останова водила 15, тормоз 20 – для блокирования с корпусом наружной обоймы муфты свободного хода 6, связанной с центростремительным турбинным колесом 5 гидротрансформатора, а также тормоз 21, который управляет переключением реакторных колёс.

Планетарная передача 12 может быть выполнена также с двумя внутренними зацеплениями или с парными сателлитами, тормоза 19, 20 и 21 могут быть выполнены как в нормально замкнутом исполнении, так и в нормально разомкнутом.

Гидромеханическая передача работает следующим образом.

Выключенному состоянию трансмиссии соответствует опорожнение гидротрансформатора 2. При необходимости более надёжного разъединения двигателя и выходного вала передачи может быть применена какая-либо сцепная муфта.

На режиме стоянки самоходной машины с работающим двигателем оба тормоза 19 и 20 включены. Двигатель приводит во вращение входной вал 11 и насосное колесо 3, но крутящий момент на выходной вал 18 не передается, так как турбинные колеса 4 и 5 остановлены, причем последнее – с помощью муфты свободного хода 6.

На режиме переднего хода тормоз 19 выключен, тормоз 20 включен. Приводимое от входного вала 11 насосное колесо 3 создает поток и напор рабочей жидкости, которая направляется на осевое турбинное колесо 4 и создает на нем крутящий момент, направленный в ту же сторону, в которую вращается насосное колесо 3. Благодаря этому крутящему моменту турбинное колесо 4 приходит во вращение. Далее жидкость поступает на центростремительное турбинное колесо 5. При этом при неподвижном положении колеса 5 или при сравнительно малой скорости его вращения поток жидкости создает на колесе 5 отрицательный крутящий момент, направленный в сторону, противоположную направлению вращения насосного колеса 3. Этот крутящий момент воспринимается муфтой свободного хода 6. Центральная шестерня 13 планетарной передачи 12 неподвижна, водило 15 – ведущее звено, центральная шестерня 14 – ведомое. Передаточное отношение планетарного механизма рассчитывается таким образом, чтобы при ведущем водиле направление вращения ведомого вала совпадало с направлением вращения ведущего вала.

По мере роста скорости вращения осевого турбинного колеса 4 момент на центростремительном турбинном колесе 5 меняет свой знак

– становится положительным и направленным в ту же сторону, что и направление вращения насосного колеса 3. Крутящие моменты турбинных колес 4 и 5 суммируются планетарной передачей 12.

При больших передаточных отношениях гидротрансформатора ($i=0,8\dots 0,85$) гидротрансформатор перейдет на режим гидромукфы вследствие установки реакторных колёс на механизмах свободного хода. Планетарная передача 12 при этом работает в режиме динамического блокирования. С целью снижения потерь мощности на этом режиме насосное колесо 3 и турбинные колеса 4 и 5 могут блокироваться с помощью соответствующей муфты, а тормоз 20 выключаться.

Одновременное включение тормозов 19 и 20 во время движения самоходной машины позволяет осуществить режим гидродинамического торможения. Замедление скорости машины происходит за счет торможения турбинного колеса 5 потоком рабочей жидкости, выходящего из неподвижного турбинного колеса 4.

На режиме заднего хода включен тормоз 19, водило при этом остановлено, тормоз 20 выключен. Неподвижное турбинное колесо 4, играющее теперь роль осевого реактора, направляет поток рабочей жидкости на турбинное колесо 5, на котором возникает отрицательный крутящий момент. Так как муфта свободного хода 6 отключена, то этот момент передается центральной шестерне 13 планетарного механизма 12, а далее через шестерни 16, 17 и 14 – выходному валу 18.

Предлагаемая конструкция ГМП позволяет осуществить режимы переднего и заднего хода транспортного средства, а также режим динамического тормоза с помощью двух элементов управления. Она имеет более компактную конструкцию по сравнению с аналогами. Кроме этого, использование в суммирующем механизме зубчатых колёс только внешнего зацепления предоставляет и определённые технологические преимущества.

Свойства гидротрансформатора во многом определяют свойства всей трансмиссии самоходной машины. Передачи машин характеризуются свойством прозрачности, которое состоит в изменении режима работы двигателя при изменении момента или угловой скорости ведомого вала передачи. Свойство комплексного автотракторного гидротрансформатора нагружать двигатель характеризуется коэффициентом прозрачности Π [1, 5]. Непрозрачный гидротрансформатор имеет $\Pi=1$ и характеризуется тем, что при изменении режима работы турбины не изменяется нагрузочный режим насоса и двигателя. Гидротрансформатор с прямой прозрачностью ($\Pi>1$) при увеличении нагрузки турбины увеличивает нагрузку на

насос и далее на двигатель. Для автотракторных гидротрансформаторов величина коэффициента прозрачности обычно составляет $\Pi=1,2\dots1,5$ для полупрозрачных трансформаторов и $\Pi=1,8\dots2,5$ для прозрачных трансформаторов. Прозрачные гидротрансформаторы обычно применяются в ГМП легковых автомобилей, непрозрачные и полупрозрачные – в ГМП городских автобусов, грузовых автомобилей, колёсных и гусеничных транспортеров и тягачей.

Как правило, параметры гидротрансформатора самоходной машины выбираются исходя из среднестатистических условий ее работы. Однако разнообразные условия эксплуатации многих самоходных машин требуют оперативного изменения прозрачности ГМП в процессе работы. Для получения хорошей экономичности при установившемся движении в хороших дорожных условиях целесообразно обороты входа $n_{вх}$, которые развивает двигатель и насосное колесо гидротрансформатора при полной подаче топлива и заторможенном турбинном колесе, выбрать как можно ниже. В этом случае уменьшается скольжение при работе комплексного гидротрансформатора на режиме гидромукты и повышается к.п.д. гидропередачи. Наоборот, для быстрого разгона и лучшего использования мощности двигателя обороты входа желательно выбирать как можно выше. Высокие значения $n_{вх}$ могут быть также востребованы при движении самоходной машины в неблагоприятных дорожных условиях и в условиях бездорожья.

В 1950-е гг. компания GMC предложила использовать в автомобильных гидротрансформаторах с целью регулирования оборотов входа поворотные лопатки, установленные на колесе реактора (патенты США №№ 2882684, 2910832 и др.). Положение лопаток реакторного колеса устанавливается, как правило, в зависимости от величины подачи топлива в двигатель: полному нажатию на педаль подачи топлива соответствует малый угол лопаток, а незначительному нажатию – установка лопаток реактора под большим углом [5].

Гидротрансформаторы с поворотными лопатками реакторного колеса не получили широкого распространения в ГМП вследствие значительного усложнения конструкции. Преодолеть указанный недостаток можно путем использования лопаточной системы четырехколесных гидротрансформаторов с двумя реакторными колёсами. В этом случае гидротрансформатор приобретает способность работать в двух режимах работы, соответствующих различным значениям $n_{вх}$. Система управления ГМП обеспечивает в

каждом режиме работы работу только одного из двух реакторных колёс гидротрансформатора, неактивного реакторное колесо при этом вращается свободно в потоке рабочей жидкости.

Двухтурбинный гидротрансформатор в рассматриваемой ГМП оснащён переключаемыми реакторными колёсами. Для переключения реакторных колёс предназначен тормоз 21. Лопатки реакторных колёс в обычных одноступенчатых четырёхколёсных гидротрансформаторах профилируются таким образом, что угол выхода рабочей жидкости из первого реактора равен углу входа жидкости во второй реактор. Поскольку реакторные колёса одновременно не работают, то углы входа рабочей жидкости в реакторы 7 и 8 и углы выхода жидкости из реакторов рассчитываются исходя из работы гидротрансформатора как имеющего одно реакторное колесо. Чтобы обеспечить автоматическое переключение реакторных колёс с помощью тормоза 21, должно выполняться следующее условие: угол выхода рабочей жидкости из лопаток первого реактора 7 должен быть обеспечить вращение второго реактора 8 в сторону вращения насосного колеса 4 [6].

На первом режиме работы гидротрансформатора тормоз 21 выключен, реакторное колесо 7 свободно вращается в потоке рабочей жидкости, работает реакторное колесо 8. На втором режиме работы тормоз 21 включен, включено в работу реакторное колесо 7. Рабочая жидкость, выходя из лопаток реакторного колеса 7, взаимодействует с обратной стороной лопаток реакторного колеса 8 и заставляет его вхолостую вращаться в сторону вращения насосного колеса 4. Механизм свободного хода 10 при этом автоматически выключается.

Предлагаемая конструкция гидротрансформатора позволяет оперативно регулировать его прозрачность применительно к изменяющимся условиям движения самоходной машины.

Список литературы

1. Нарбут А.Н. Гидромеханические передачи автомобилей: учебное пособие. – М.: ООО "Гринлайт+", 2010. 192 с.
2. Ковшовые погрузочно-транспортные машины / П.А. Корляков [и др.]. – М.: Недра, 1980. 200 с.
3. Вольф. М. Гидродинамические муфты и трансформаторы: Расчёт и конструкция. – М.: Машиностроение, 1967. 320 с.
4. Патент РФ № 1818259 МКИ⁵ В60К 17/10. Гидромеханическая передача транспортного средства / Н.Н. Трушин. – Опубл. 30.05.93. Бюл. № 20. 3 с.
5. Мазалов Н.Д., Трусов С.М. Гидромеханические коробки передач автомобилей. – М.: Машиностроение, 1971. 296 с.
6. Патент РФ № 2065103, МКИ⁶ F16Н 41/00. Регулируемый комплексный гидротрансформатор / Н.Н. Трушин, А.Б. Орлов. – Опубл. 10.08.96. Бюл. № 22. 3 с.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССОВ
ПРОТЕКАЮЩИХ В ПНЕВМОСМЕСИТЕЛЕ НЕПРЕРЫВНОГО
ДЕЙСТВИЯ

Уваров В.А., Орехова Т.Н.¹, Уральский А.В., Краснов В.В.

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

Актуальность исследования обусловлена необходимостью создания высокопроизводительного эффективного оборудования для гомогенизации сухих смесей. Приготовление однородных по составу смесей сыпучих материалов является одним из широко используемых процессов в различных отраслях промышленности. При этом большинство смесителей потребляет много энергии на получение качественной смеси, за исключением ряда пневматических смесителей, следовательно, существует необходимость в разработке новых энергосберегающих конструкций смесителей.

Ключевые слова: пневмосмеситель, производительность, камера смешения, рабочий и инжектируемый потоки.

THE MATHEMATICAL DESCRIPTION OF THE PROCESSES
PROCEEDING IN THE PNEUMOMIXER OF CONTINUOUS ACTION

Uvarov V.A., Orekhova T.N.¹, Uralskij A.V., Krasnov V.V.

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

The relevance of a research is caused by need of creation of a high-performance efficient equipment for homogenization of dry mixes. Preparation of the mixes of loose materials, uniform in structure, is one of widely used processes in various industries. At the same time the majority of mixers consumes a lot of energy on receiving qualitative mix, except for a number of pneumatic mixers, therefore, there is a need for development of new energy saving designs of mixers.

Keywords: pneumomixer, efficiency, mixing chamber, the working and injected streams.

Процесс смешения сыпучих материалов воздушным потоком до сих пор мало изучен. Поэтому анализ движения вихревого потока в пневмосмесителе позволит оценить характер процесса гомогенизации, определить конструктивные параметры и эффективные режимы работы агрегата.

При движении газа в сужающемся объеме камеры смешения, выполненной в виде конического конфузора, происходит увеличение давления по длине, кроме того увеличивается скорость и плотность движущегося газа в зависимости от нелинейно уменьшающегося радиуса стенок камеры.

Установившееся изотермическое движение газа в камере смешения описывается системой трёх уравнений:

Уравнение движения

$$\frac{dp}{g\rho} + g\frac{d\vartheta}{2g} + dz - \lambda\frac{dx\vartheta^2}{2Dg} = 0, \quad (1)$$

где p – давление воздуха в объеме;

g – ускорение свободного падения;

ρ – плотность воздуха в потоке;

ϑ – скорость потока в трубопроводе;

z – энергия поглощения;

D – диаметр сечения;

λ – коэффициент гидравлического сопротивления при течении газа по трубопроводу

$$\lambda = 0,067\left(\frac{158}{\text{Re}} + \frac{2k_3}{D}\right)^{0,2}, \quad (2)$$

где k_3 – эквивалентная шероховатость труб.

Уравнение состояния

$$p = \rho z R_T E T, \quad (3)$$

где R_T – универсальная газовая постоянная;

T – температура.

Уравнение баланса количества газа или массового расхода

$$G = \rho \vartheta S = \text{const}. \quad (4)$$

Первый член в уравнении (1) – потенциальная энергия давления газа, второй – кинетическая энергия движущегося газа, третий – энергия положения; четвёртый – потерянный напор.

При выводе формул для расчёта объёмного расхода газа третьим членом пренебрегаем, т.е. считается, что увеличение скорости движения воздуха в трубопроводе переменного сечения происходит за счёт нелинейно уменьшающегося диаметра (объема).

Объёмный расход газа выражается следующим образом

$$Q = \frac{\pi D \cdot \frac{5}{2} \cdot k_0}{\rho} \sqrt{\frac{\pi^2 D^5 \left\{ \frac{(p_2^2 - p_1^2)}{2zR_T T} + \frac{(\vartheta_2^2 - \vartheta_1^2)\rho^2}{2} \right\}}{2\lambda L}}, \quad (5)$$

где k – адиабатический коэффициент

Таким образом, выражение (5) позволяет рассчитать объёмный расход газа необходимый для осуществления процесса перемещения частиц сухих сыпучих материалов в камере смешения пневмосмесителя.

В различных зонах пневмосмесителя распределенную плотность смешиваемого материала в воздушной среде можно определить по формуле

$$\frac{1}{\rho_{см}} = \frac{X}{\rho_{тв}} + \frac{1-X}{\rho_{вт}}, \quad (6)$$

где $\rho_{см}$ – плотность воздушно-материальной смеси, кг/м³;

$\rho_{тв}$ – плотность смешиваемого материала, кг/м³;

$\rho_{вт}$ – плотность воздуха при средней температуре воздуха

X – массовая доля твердого вещества в воздухе, кг/кг.

Подставляя выражение (6) в (5) получаем выражение для расчёта производительности пневмосмесителя для производства сухих дорожно-строительных смесей.

Процессы, характерные для всех без исключения струйных аппаратов описываются следующими законами:

Закон сохранения энергии

$$i_p + ui_{II} = (1+u) \cdot i_c, \quad (7)$$

где i_p , i_{II} , i_c – энтальпии рабочего, инжектируемого и смешанного потоков;

u – коэффициент инжекции.

Закон сохранения массы

$$G_c = G_p + G_{II}, \quad (8)$$

где G_p , G_{II} , G_c – массовые расходы рабочего, инжектируемого и смешанного потоков.

Закон импульсов, для камеры смешения произвольной формы

$$\begin{aligned} G_p \cdot W_{p1} + G_{II} \cdot W_{II1} - (G_p + G_{II}) \cdot W_3 = \\ = P_3 \cdot f_3 + \int_{f_3}^{f_1} P df - (P_{p1} \cdot f_{p1} + P_{II1} \cdot f_{II1}), \end{aligned} \quad (9)$$

где W_{p1} , W_{II1} , W_3 – скорости рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении камеры смешения и смешанного потока в выходном сечении;

P_{p1} , P_{II1} , P_3 – статические давления рабочего, инжектируемого и смешанного потоков по сечениям;

f_{p1} , f_{II1} , f_3 – площади сечений рабочего, инжектируемого и смешанного потоков по сечениям;

$\int_{f_3}^{f_1} P df$ – интеграл импульса сил на боковую поверхность камеры смешения.

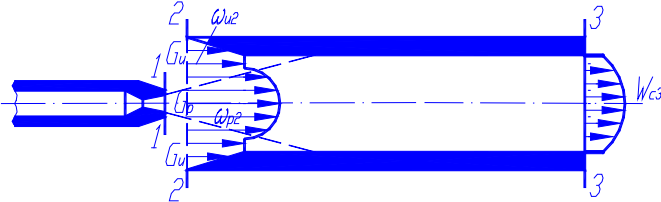


Рисунок 1 – Схема течений рабочего и инжектируемого потоков в эжекторном узле пневмосмесителя

Приняв допущение о том, что до поступления в камеру смешения на участке 1–1, совпадающим с выходным срезом сопла и сечением 2–2 на входной плоскости разгонной трубки (рис. 1), рабочий и инжектируемый потоки не смешиваются, можем записать уравнение импульсов в следующем виде

$$\begin{aligned} & \varphi_2 \cdot G_p \cdot W_{p2} + \varphi_2 \cdot (G_G + S_1 \cdot G_T) \cdot W_{И2} - \\ & - (G_p + G_G + S_2 \cdot G_T) \cdot W_{с3} = \\ & = (P_{с3} - P_{p2}) \cdot f_{p2} + (P_{с3} - P_{И2}) \cdot f_{И2}, \end{aligned} \quad (10)$$

где φ_2 – коэффициент скорости камеры смешения, учитывающий потерю количества движения в камере смешения из-за трения;

G_p, G_G, G_T – массовый расход рабочего потока, газа и частиц материала соответственно;

$W_{p2}, W_{И2}$ – скорости рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении разгонной трубки;

$W_{с3}$ – скорость смешанного потока в выходном сечении разгонной трубки;

S_1, S_2 – коэффициенты скольжения по скорости во входном и выходном сечениях разгонной трубки соответственно;

$P_{с3}$ – статическое давление смешанного потока в сечении 3–3;

$P_{p2}, P_{И2}$ – давление рабочего и инжектируемого потоков в сечении 2–2;

$f_{p2}, f_{И2}$ – площадь сечения рабочего и инжектируемого потоков в сечении 2–2

Из литературы известно, что

$$W_{p2} = \varphi_1 \cdot a_{p*} \cdot \lambda_{p2}, \quad (11)$$

$$W_{H2} = \varphi_4 \cdot a_{H*} \cdot \lambda_{H2}, \quad (12)$$

$$W_{c3} = a_{c*} \cdot \lambda_{c3}, \quad (13)$$

где φ_1 – коэффициент потерь скорости потока в сечении 1–1;

φ_4 – коэффициент потерь скорости потока в сечении 2–2;

a_{p*} , a_{H*} , a_{c*} – критическая скорость рабочего, инжектируемого и смешанного потоков соответственно;

λ_{p2} , λ_{H2} , λ_{c3} – приведенная изэнтропная скорость рабочего, инжектируемого и смешанного потоков в сечениях 2–2 и 3–3 соответственно.

Сделав несложные преобразования уравнения неразрывности потоков, получим следующие выражения

$$f_{p2} = \frac{G_p \cdot a_{p*}}{\kappa_p \cdot \Pi_{p*} \cdot P_p \cdot q_{p2}}, \quad (14)$$

$$f_{H2} = \frac{(G_G + G_T) \cdot a_{H*}}{\kappa_H \cdot \Pi_{H*} \cdot P_H \cdot q_{H2}}, \quad (15)$$

$$f_3 = \frac{G_c \cdot a_{c*}}{\kappa_c \cdot \Pi_{c*} \cdot P_c \cdot q_{c3}}, \quad (16)$$

где κ_p , κ_H , κ_c – показатель адиабаты рабочего, инжектируемого и смешанного потоков;

Π_{p*} , Π_{H*} , Π_{c*} – приведенное критическое давление рабочего, инжектируемого и смешанного потоков;

q_{p2} , q_{H2} , q_{c3} – приведенная массовая скорость рабочего, инжектируемого и смешанного потоков в сечениях 2–2 и 3–3 соответственно.

Используя принятое ранее допущение, запишем соотношение для площадей сечений потока в разгонной трубке

$$f_3 = f_{p2} + f_{H2}. \quad (17)$$

Подставив выражения (7–9) в (10), получим

$$\frac{G_p \cdot a_{p*}}{\kappa_p \cdot \Pi_{p*} \cdot P_p \cdot q_{p2}} + \frac{(G_G + G_T) \cdot a_{H*}}{\kappa_H \cdot \Pi_{H*} \cdot P_H \cdot q_{H2}} = \frac{G_c \cdot a_{c*}}{\kappa_c \cdot \Pi_{c*} \cdot P_c \cdot q_{c3}}. \quad (18)$$

Преобразуем уравнение (4), используя уравнения (5 – 8) и поделим обе его части на G_p

$$\begin{aligned} & \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot a_{p*} \cdot \lambda_{p2} + \varphi_2 \cdot \varphi_4 \cdot a_{H*} \cdot \lambda_{H2} \cdot (u_G + S_1 \cdot u_T) - \\ & - (1 + u_G + S_2 \cdot u_T) \cdot a_{c*} \cdot \lambda_{c3} = \\ & = (P_{c3} - P_{p2}) \cdot \frac{a_{p*}}{\kappa_p \cdot \Pi_{p*} \cdot P_p \cdot q_{p2}} + (P_{c3} - P_{H2}) \cdot \frac{(u_G + u_T) \cdot a_{H*}}{\kappa_H \cdot \Pi_{H*} \cdot P_H \cdot q_{H2}}, \end{aligned}$$

где $u_T = G_T / G_p$ – коэффициент инжекции по газовой фазе;
 $u_T = G_T / G_p$ – коэффициент инжекции по твердой фазе.

Введем величину начального коэффициента инжекции в инжектируемом потоке

$$U_{II} = G_T / G_G = U_T / U_G. \quad (19)$$

Его величина выражает массовую концентрацию твердых частиц дискретно распределенных в газовой фазе инжектируемого потока. Или можно записать

$$U_G = U_T / U_{II}. \quad (20)$$

Решая совместно уравнения (12) и (14), получим

$$\begin{aligned} & \varphi_2 \cdot \varphi_4 \cdot a_{II*} \cdot \lambda_{II2} \cdot (U_T / U_{II}) + \varphi_2 \cdot \varphi_4 \cdot a_{II*} \cdot \lambda_{II2} \cdot \\ & \cdot S_1 \cdot U_T - a_{c*} \cdot \lambda_{c3} (U_T / U_{II}) - a_{c*} \cdot \lambda_{c3} \cdot S_2 \cdot U_T - \\ & - (P_{c3} - P_{II2}) \cdot \frac{a_{II*}}{\kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II} \cdot q_{II2}} \cdot \frac{U_T}{U_{II}} - \\ & - (P_{c3} - P_{II2}) \cdot \frac{a_{II*} \cdot u_T}{\kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II} \cdot q_{II2}} = \\ & = a_{c3*} \cdot \lambda_{c3} - \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot a_{p*} \cdot \lambda_{p2} + (P_{c3} - P_{p2}) \cdot \frac{a_{p*}}{\kappa_p \cdot \Pi_{p*} \cdot P_p \cdot q_{p2}}. \end{aligned} \quad (21)$$

Решая уравнение (15) относительно U_{II} , получим выражение достижимого коэффициента инжекции пневмосмесителя

$$\begin{aligned} & a_{c3*} \cdot \lambda_{c3} - \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot a_{p*} \cdot \lambda_{p2} + \\ & + (P_{c3} - P_{p2}) \cdot \frac{a_{p*}}{\kappa_p \cdot \Pi_{p*} \cdot P_p \cdot q_{p2}} - U_G \cdot \\ U_T = & \frac{\varphi_2 \cdot \varphi_4 \cdot a_{II*} \cdot \lambda_{II2} \cdot S_1 - a_{c*} \cdot \lambda_{c3} \cdot S_2 -}{- (P_{c3} - P_{II2}) \cdot \frac{a_{II*}}{\kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II} \cdot q_{II2}}} \end{aligned} \quad (22)$$

Пользуясь аналогичными подстановками, из уравнения (11) легко получить выражение, связывающее приведенные массовые скорости потоков в сечениях 2–2 и 3–3

$$q_{II2} = \frac{U_T + U_G}{(1 + U_T + U_G) \cdot \frac{a_{c*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_c \cdot \Pi_{c*} \cdot P_{c3} \cdot W_{c3}} - \frac{a_{p*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_p \cdot \Pi_{p*} \cdot P_p \cdot q_{p2}}}. \quad (23)$$

В расчетах достижимого коэффициента инжекции следует учитывать ограничивающее условие, заключающееся в том, что в любом из промежуточных сечений цилиндрической части разгонной

трубки, которое можно обозначить S–S, скорость инжектируемого потока не может превышать критическую скорость.

Тогда, приведенная массовая скорость инжектируемого потока в любом из сечений S–S разгонной трубки

$$q_{HS} = \frac{U_T + U_G}{(1 + U_T + U_G) \cdot \frac{a_{c*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_c \cdot \Pi_{c*} \cdot P_{c3} \cdot W_{c3}} - \frac{a_{p*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_p \cdot \Pi_{p*} \cdot P_p \cdot q_{pS}}}. \quad (24)$$

Уравнение для второго предельного режима, который возникает в разгонной трубке при условии равенства $a_{II*} = W_{HS}$ или

$$q_{HS} = q_{II*} = 1. \quad (25)$$

$$U_{np2} = \frac{\frac{a_{c*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_c \cdot \Pi_{c*} \cdot P_{c3} \cdot W_{c3}} - \frac{a_{p*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_p \cdot \Pi_{p*} \cdot P_p \cdot q_{pS}} + U_G \cdot \left(\frac{\frac{a_{c*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_c \cdot \Pi_{p*} \cdot P_{c3} \cdot W_{c3}} - 1}{1 - \frac{a_{c*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_c \cdot \Pi_{c*} \cdot P_{c3} \cdot W_{c3}} + U_G \cdot \left(1 - \frac{a_{c*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_p \cdot \Pi_{p*} \cdot P_p \cdot q_{pS}} \right)} \right)}{1 - \frac{a_{c*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_c \cdot \Pi_{c*} \cdot P_{c3} \cdot W_{c3}} + U_G \cdot \left(1 - \frac{a_{c*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_p \cdot \Pi_{p*} \cdot P_p \cdot q_{pS}} \right)}$$

или

$$(U_T)_{np2} = \frac{\frac{a_{c*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_c \cdot \Pi_{c*} \cdot P_{c3} \cdot W_{c3}} - \frac{a_{p*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_p \cdot \Pi_{p*} \cdot P_p \cdot q_{pS}}}{1 - \frac{a_{c*} \cdot \kappa_{II} \cdot \Pi_{II*} \cdot P_{II}}{a_{II*} \cdot \kappa_c \cdot \Pi_{c*} \cdot P_{c3} \cdot W_{c3}}}. \quad (26)$$

Следует отметить, что поскольку скорость потока в выходном сечении 3–3 разгонной трубки не может быть более критической, то интервал возможных изменений приведенной изэнтропной скорости λ_{c3} смешанного потока находится в пределах $0 < \lambda_{c3} < 1$.

Таким образом, установлено что для производства качественных сухих дорожно-строительных смесей необходимо изучение вихревых потоков в пневмосмесителе. В статье представлены аналитическое выражение для определения расхода газа необходимого для осуществления процесса перемещения частиц и вывод уравнения инъекции.

Список литературы

1. Arratia P.E., Duong Nhat-hang, F.J.Muzzio, P. Godbole and S Reynolds, 2006. A study of the mixing and segregation mechanisms in the Bohle Tote blender via DEM simulations; Powder Technology, pp: 50 – 57.

2. H.R.Gerick, 1993. Different Methods of Batch and Continuous Mixing of Solids: Bulk Solids Handling, 1:77 – 85.
3. Perschin V., S. Borischnikova, A. Pasko and Y. Selivanow, 1998. Determination of mixture inclination to segregation. Abstracts of papers World Congress on Particle Technology 3, Brighton, UK, pp:173.
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. Агарков А.М. Двумерные уравнения динамики потока воздуха в концентраторе // «Интерстроймех–2015» материалы международной научно-технической конференции. Казанский государственный архитектурно-строительный университет. г. Казань, 2015. С. 7–11.
6. Агарков А.М., Шарапов Р.Р. Влияние ширины камеры рабочей зоны инерционного концентратора на гидравлическое сопротивление // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 9. С. 19-21.
7. Качасв, А.Е., Орехова Т.Н., В.С. Севостьянов. Расчёт поля скоростей двухфазного потока в дезинтеграторе // Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов: междуз. сб. ст./под ред. В.С. Богданова. Белгород, 2012. С. 202 - 205.
8. Краснов, Н.Ф. Аэродинамика / Ч.1. Основы теории. Аэродинамика профиля и крыла / Учебник для ВТУЗов. Изд. 2-е перераб и доп. М.: Высшая школа, 1976. 384 с., ил.
9. Лоскутьев Ю.А., Максимов В.М., Веселовский В.В. Механическое оборудование предприятий по производству вяжущих строительных материалов //М.: Машиностроение, 1986. 378 с.
10. Орехова Т.Н. Определение производительности сухих строительных смесей с учётом анализа устройств смесительных агрегатов // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2011.№3.
11. Орехова Т.Н., Уваров В.А. Определение скорости частиц материала пневмосмесителя сухих строительных смесей // Фундаментальные исследования. 2013. № 4-3. С. 592-596.
12. Романович А.А., Орехова Т.Н., Мещеряков С.А., Прокопенко В.С. Технология получения минеральных добавок// Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2015. № 5. С. 188-192.
13. Уваров В.А., Клюев С.В., Орехова Т.Н., Клюев А.В., Дураченко А.В. Получение высококачественного фибробетона с использованием противочного пневмосмесителя // Промышленное и гражданское строительство. 2014. № 8. С. 54-56.
14. Шарапов Р.Р., Бойчук И.П., Агарков А.М., Прокопенко В.С. Уравнение движения взвешенной в потоке воздуха частицы в концентраторе // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2015. № 5. С. 175–178.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭНЕРГОСИЛОВЫХ
ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМОСМЕСИТЕЛЯ НА КАЧЕСТВО СМЕСИ

Уваров В.А., Орехова Т.Н.¹, Уральский А.В., Краснов В.В.

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

На современном этапе развития промышленности основным способом эффективного смешения материалов является механическое смешение. Однако анализ новых наиболее эффективных способов смешения указывает на перспективность разработки оборудования, в котором материал смешивался бы за счет энергии сжатого воздуха. Протекание в смесительном агрегате напряженных состояний, вызываемых такими воздействиями, как: закручивание в потоки вихрей и движение в горизонтальной плоскости – позволяет подойти к процессу смешения абсолютно на новом уровне.

Ключевые слова: пневмосмеситель, исследование, эксперименты.

RESEARCH OF INFLUENCE OF POWER PARAMETERS OF THE
PNEUMOMIXER ON THE QUALITY OF MIXTURE

Uvarov V.A., Orekhova T.N.¹, Uralskij A.V., Krasnov V.V.

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

At the present stage of industrial development, the main method of efficient mixing of materials is mechanical mixing. However, an analysis of new most effective methods of mixing indicates on prospects of developing equipment in which material would be mixed by compressed air energy. Flow in the mixer of stressed states caused by such influences as twisting into the streams of vortices and movement in the horizontal plane allows to approach to mixing process absolutely at the new level.

Keywords: pneumomixer, research, experiments.

Для оценки эффективности использования оборудования в конкретном технологическом процессе, к изучаемым материалам, требуется проведение экспериментальных исследований для определения основных технологических и эксплуатационных характеристик устройств.

В нашем случае целью экспериментальных исследований являлись:

- проверка аналитических расчетов соответствию практическим испытаниям;
- оценка, наблюдаемых внутри пневмосмесителя явлений, на соответствие действительным процессам смешения частиц в воздушных потоках;
- определение рациональных значений конструктивных параметров.

Порядок проведения лабораторных экспериментальных исследований в пневмосмесителе представлен в виде алгоритма, на рисунке 1.

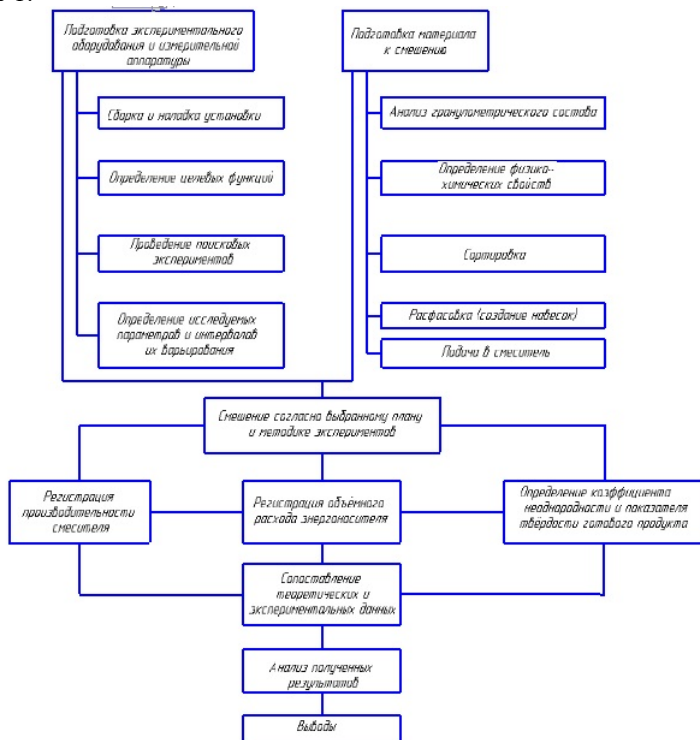


Рисунок 1 – Порядок проведения испытаний в пневмосмесителе непрерывного действия для производства сухих дорожно-строительных смесей

Методика проведения экспериментальных исследований по смешению сухих строительных смесей в пневмосмесителе непрерывного действия включает в себя следующие этапы:

– разработка и изготовление экспериментальной установки для изучения закономерностей процесса смешения в пневмосмесителе и влияния на них особенностей конструкции основной камеры смешения;

– установление конструктивных и технологических параметров, подвергающихся изменению и контролю при проведении экспериментальных исследований;

– выбор критериев оценки эффективности процесса гомогенизации в пневмосмесителе непрерывного действия;

– выбор плана проведения многофакторного эксперимента, установление уровней и интервалов варьирования исследуемых параметров процесса;

– определение показателей качества получаемого продукта (коэффициента неоднородности смеси).

На первых этапах исследований проводились предварительные оценочные испытания с целью выявления основных факторов, влияющих на работу смесителя и уровней их варьирования. Проводилось комплексное изучение основных факторов с использованием методов математического моделирования, где определялись зависимости между факторами и показателями работы оборудования. В соответствии с выбранным планом эксперимента был проведен ряд опытов.

Для обработки полученных результатов (уравнений регрессии) применялся статистический анализ показателей эффективности работы пневмосмесителя непрерывного действия. С целью найти количественное влияние на показатели эффективности его работы следующих факторов: давления в эжекторах $P_{1э}$ и $P_{2э}$, кПа; давление в камере смешения $P_{к см}$, кПа; длина разгонной трубы L , м. Кроме того, выявлялся их удельный вес в совокупном влиянии всех факторов и влияние наиболее существенных из них.

С учетом плана экспериментов и вышеуказанных требований, был разработан и изготовлен экспериментальный образец установки пневмосмесителя для определения варьируемых параметров и исследования процесса смешения сухих строительных смесей в пневмосмесителе непрерывного действия.

На рисунке 2 представлена схема экспериментальной установки пневмосмесителя, состоящей из бункеров 1 для компонентов сухой строительной смеси, патрубков ввода компонентов 2, загрузочной трубы 3, патрубков подвода сжатого воздуха 4, в большем торце конфузора смесительной камеры находится полость с дополнительным подводом сжатого воздуха 5, установленных

манометров 6, корпуса основной камеры смешения 7 и зоны выгрузки материала 8.

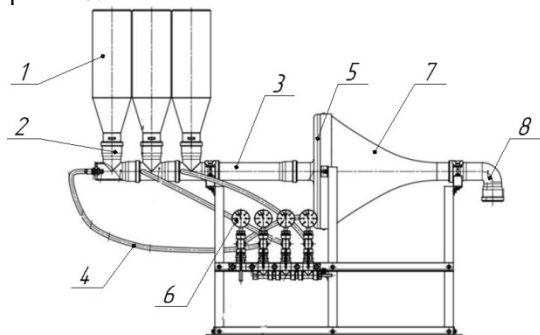


Рисунок 2 – Схема экспериментальной установки пневмосмесителя:

- 1 – загрузочный бункер; 2 – патрубки ввода компонентов;
- 3 – подающая труба; 4 – патрубки подвода сжатого воздуха;
- 5 – полость с дополнительным подводом сжатого воздуха; 6 – манометр;
- 7 – корпус основной камеры смешения; 8 – зона выгрузки материала

На рисунке 3 представлена фотография экспериментальной установки пневмосмесителя непрерывного действия.



Рисунок 3 – Фотография экспериментальной установки пневмосмесителя

Определив модель и план проведения эксперимента в пневмосмесителе, проведение натурных экспериментов по приготовлению сухой дорожно-строительной смеси происходило следующим образом. Взвешенные сухие компоненты, цемент, песок и добавки, помещали в бункеры пневмосмесителя. Причём, с учётом математических исследований цемент подавался в первый бункер,

песок во второй, а добавки в третий. Учитывая диаметр частиц компонентов смеси и зная скорость подаваемых частиц, выбиралась длина загрузочного участка компонента. Подавался сжатый воздух от компрессора с различным давлением под подающими бункерами и камеру смешения, регулируемый вентилями с наблюдением по манометрам. Для выгрузки компонентов смеси использовался осадительный бункер с рукавным фильтром в верхней части корпуса бункера, для очищения воздушных масс. Затем приготовленную смесь помещали в сухие полиэтиленовые пакеты и их герметично завязывали.

Далее исследуемый предварительно приготовленный состав сухой смеси высыпали в чашу сферической формы, изготовленную из нержавеющей стали, предварительно протертую влажной тканью. Затем делали в смеси углубление, в которое вливали в один прием воду, исходя из В/Т отношения равного 0,2. После затворения водой углубление засыпали смесью и через 30 секунд с момента приливания воды сначала осторожно перемешивали, а затем энергично растирали смесь лопаткой (ГОСТ 310.3-76) до однородной консистенции. Продолжительность перемешивания и растирания составляло 4 мин с момента приливания воды. Для снижения влияния систематических ошибок опыты проводились в случайной последовательности, определяемой рандомизацией.

Эффективность качества работы пневмосмесителя и произведенной сухой строительной смеси оценивалась по следующим параметрам: по производительности Q ; прочности R и коэффициента неоднородности K_n .

Уравнение регрессии, показывающее зависимость производительности пневмосмесителя от исследуемых факторов в кодированной форме имеет вид:

$$Q = 51,403 + 0,297x_1 + 0,372x_2 + 0,332x_3 + 0,264x_4 - 0,27x_1x_2 + 0,104x_1x_4 + 0,177x_2x_3 - 0,058x_2x_4 - 0,248x_3x_4 - 0,4x_1^2 - 0,3x_2^2 - 0,3x_3^2 - 0,44x_4^2. \quad (1)$$

Уравнение регрессии, выражающее зависимость прочности исследуемых образцов от исследуемых факторов в кодированной форме, имеет вид:

$$R = 35,0015 - 0,0585x_1 - 0,0835x_2 + 0,091x_3 + 0,108x_4 + 0,262x_1x_3 + 0,237x_1x_4 - 0,088x_2x_3 - 0,622x_2x_4 + 0,0497x_3x_4 - 0,361x_1^2 - 0,524x_2^2 - 0,62x_3^2 - 0,47x_4^2. \quad (2)$$

Уравнение регрессии, выражающее зависимость коэффициента

неоднородности смещения готовой сухой строительной смеси от исследуемых факторов в кодированной форме, имеет вид:

$$K_n = 6,7145 - 0,069x_1 - 0,922x_3 - 0,6x_4 + 1,025x_1x_2 + 0,4775x_1x_3 - 0,475x_2x_4 + 1,2275x_3x_4 + 0,56x_1^2 + 0,425x_2^2 + 0,585x_3^2 + 0,92x_4^2. \quad (3)$$

Для дальнейших, более детальных исследований уравнений регрессии и для удобства изображения графических зависимостей, величины кодированных значений входных параметров x_1, x_2, x_3, x_4 целесообразно представить в виде размерных величин $P_{1э}, P_{2э}, P_{ксм}, L$.

Тогда кодированные значения факторов x_1, x_2, x_3, x_4 для любых натуральных его значений могут быть рассчитаны по формулам:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1 = \frac{P_{1э} - 37,5}{2,5}; \\ x_2 = \frac{P_{2э} - 125}{25}; \\ x_3 = \frac{P_{ксм} - 210}{10}; \\ x_4 = \frac{L - 0,14}{0,02}. \end{array} \right. \quad (4)$$

Рассчитав дисперсию воспроизводимости (ошибку опыта), произведем оценку значимости коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента, незначимые коэффициенты приравняем к нулю, не пересчитывая оставшиеся.

После преобразований получаем уравнения регрессии, описывающие процесс производства сухой строительной смеси в пневмосмесителе непрерывного действия в натуральных величинах.

Для производительности:

$$Q = -242,697 + 514,139P_{1э} + 16,397P_{2э} + 137,012P_{ксм} + 5,146L - 43,24P_{1э}P_{2э} + 2,095P_{1э}L + 7,067P_{2э}P_{ксм} - 0,115P_{2э}L - 1,242P_{ксм}L - 636,73P_{1э}^2 - 4,767P_{2э}^2. \quad (5)$$

Значимость факторов определяется с помощью коэффициента эластичности, который показывает, на сколько процентов изменяется функция, если аргумент изменяется на единицу (на 1 %).

$$\varepsilon_i = \frac{a_i x_{i0}}{a_0}, \quad (6)$$

где X_{i0} - натуральное значение основного (нулевого) уровня

фактора;

a_0, a_i -коэффициенты регрессии.

Значимость факторов определяется из выражения:

$$\xi = \frac{\mathcal{E}_i}{\mathcal{E}_\Sigma} 100\% \cdot \quad (7)$$

Для Q :

$a_0 = 242,7; x_1 = 514,1; x_2 = 16,3; x_3 = 137,0; x_4 = 5,1.$

$\mathcal{E}_1 = 79; \mathcal{E}_2 = 8; \mathcal{E}_3 = 118; \mathcal{E}_4 = 2,9; \Sigma \mathcal{E} = 207,9.$

$\xi_1 = 37,9 \%; \xi_2 = 3,8 \%; \xi_3 = 56,8 \%; \xi_4 = 1,5 \%.$

Визуально полученные результаты представим в виде диаграммы (рис. 4).

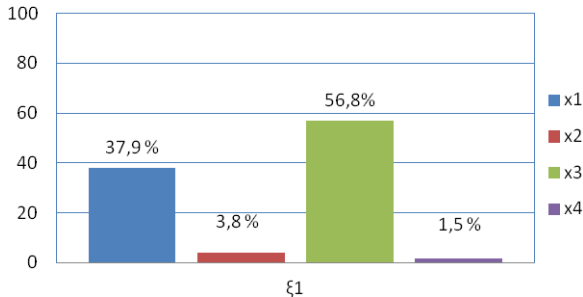


Рисунок 4 – Диаграмма значимости факторов для производительности

Выводы

1. По данным многофакторного планирования эксперимента были получены уравнения регрессии второго порядка, характеризующие зависимости производительности пневмосмесителя Q , от давления в первом эжекторе $P_{1э}$, давления во втором эжекторе $P_{2э}$, давления в камере смешения $P_{к см}$ и длины загрузочной трубы L .

2. Проведен анализ уравнений регрессии, позволяющий определить влияние как каждого фактора в отдельности, так и эффективность их парного взаимодействия на формирование рациональных режимов работы пневмосмесителя.

Список литературы

1. Arratia P.E., Duong Nhat-hang, Muzzio F.J., Godbole P., Reynolds S. A study of the mixing and segregation mechanisms in the Bohle Tote blender via DEM simulations; Powder Technology, Vol. 164 (2006), pp.50-57.

2. Денисов Г.А. Производство и использования сухих строительных смесей / Сухие строительные смеси.-2011.-№1.-С. 14-18.

3. Деревич И.В. Статистическое описание турбулентного потока газозвеси крупных частиц, соударяющихся со стенкой канала / И.В. Деревич / Инженерно-физический журнал.-1994.- №4.-С. 387-397.
4. Козлов В.В. Сухие строительные смеси. – М.: Издательство АСВ, 2000. – 96 с.
5. Кокс Д. Прикладная статистика. / Д. Кокс, Э. Снелл– М.: Мир, 1984.
6. Корнеев В.И. Современная классификация и особенности производства и применения сухих строительных смесей / В.И. Корнеев / Сухие строительные смеси.-2010.-№1.- С.20-22.
7. Корнеев В.И. Сухие строительные смеси. / В.И. Корнеев, П.В. Зозуля. - М: РИФ «Стройматериалы», 2009.- 320 с.
8. Красовский Г.И. Планирование эксперимента / Г.И. Красовский, Г.Ф. Филаретов.– Минск.: Изд-во БГУ, 1982. – 302 с.
9. Ловаг Х.Г. Комплексный завод по производству сухих строительных смесей. Цемент и его применение. 2001.-С.16-21.
10. Логанина В.И. Сухие строительные смеси для отделки стен зданий / В.И. Логанина, И.С. Великанова, С.М. Саденко-Пенза: ПГУАС, 2005.-117с.
11. Орехова Т.Н. Определение производительности сухих строительных смесей с учётом анализа устройств смесительных агрегатов / Т.Н. Орехова / Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова.-2011.-№3.-С. 80-86.
12. Орехова, Т.Н. Пневматические смесители для приготовления сухих строительных смесей / Л.Х. Загороднюк, Т.Н. Орехова, А.В. Шкарин / Материалы и технологии XXI века: сборник статей X Международной научно-технической конференции. Пенза: Приволжский дом знаний, 2012. С. 102-105.
13. Пат. 115682 Российская Федерация, МПК В 01 F 5/00. Пневмосмеситель многокомпонентных сухих строительных смесей / Орехова Т.Н., Уваров В.А., Качаев А.Е.; заявитель и патентообладатель БГТУ им. В.Г. Шухова. - № 2011151913/05;; заявл. 19.12.2011; опубл. 10.05.2012, Бюл. № 13 - 2 с.
14. Ширина Н.В. К вопросу качества и методам исследования сухих смесей / Н.В. Ширина, Л.Х. Загороднюк / Строительные и отделочные материалы. Стандарты XXI века: тр. XIII Междунар. сем. Азиатско-Тихоокеанской академии материалов. - Новосибирск: НГАСУ (Сибстрин)-2006. - Т. 1. - С. 127-130.
15. Ширина Н.В. Сухие теплоизоляционные штукатурные смеси: дис. канд. техн. наук; БГТУ им В.Г. Шухова.-Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова. - 2008.- 235 с.

**КЛАССИФИКАЦИЯ ВАЛКОВЫХ ЗАГЛАЖИВАЮЩИХ
МАШИН ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ
СВЕЖЕОТФОРМОВАННЫХ ИЗДЕЛИЙ**

Файзов А.Х.¹, Герасимов С.Н.¹, Приходько А.С.¹.

1. ФГБОУ ВПО Братский государственный институт

Анализ многообразия конструкций валковых заглаживающих машин (ВЗМ), используемых для обработки незатвердевших бетонных смесей, свидетельствует об их несовершенстве и указывает на все более возрастающую потребность в оптимальных конструктивных решениях рабочих органов с применением вибрационных воздействий. В частности, были исследованы валковые рабочие органы, совершающие колебательные движения различной направленности, интенсивности и амплитуды.

Проведен обзор существующих конструкций ВЗМ, машинной техники и способов вибрационного заглаживания поверхностей, отформованных из жестких бетонных смесей. Отмечено, что в настоящее время вибрационные ВЗМ, несмотря на ряд очевидных преимуществ, не нашли большого применения в нашей стране и за рубежом, хотя эти рабочие органы могут широко внедряться в дорожное, аэродромное, промышленное и гражданское строительство.

Рассмотрены новые конструкции ВЗМ, предложенные Файзов А.Х., Герасимов С.Н. Мамаев Л.А.

Большинство (ВЗМ) производят заглаживание без применения вибрации или же применение вибрационного воздействия проявляется преимущественно вертикально направленных колебаниях. Отсутствие ВЗМ с горизонтально направленными колебаниями определило направление исследований в данной работе, заключающееся в изучении влияния горизонтальных вибраций и разработке научно обоснованных методов при проектировании таких рабочих органов.

Ключевые слова: бетон, валковый рабочий орган, заглаживание, поверхностный слой, вибрация, качество.

**CLASSIFICATION OF ROLLER SMOOTHING MACHINES FOR
SURFACE TREATMENT OF FRESHLY FORMED PRODUCTS**

Fayzov A. H.¹, Gerasimov S. N.¹, Prikhodkov A.S.¹

1. VPO Bratsk State University

The analysis of the variety of designs of roller smoothing machines (VZM) used for the processing of uncured concrete mixtures indicates their imperfection and points to the ever-increasing need for optimal constructive solutions of working bodies with the use of vibration effects. In particular, the roller working bodies, performing oscillatory movements of various directions, intensities and amplitudes, were investigated.

A review of the existing structures of the VZM, machinery and methods for vibrational smoothing of surfaces molded from rigid concrete mixtures is reviewed. It is noted that at present the vibrational VZM, despite a number of obvious advantages, has not found much application in our country and abroad, although these working bodies can be widely introduced into the road, aerodrome, industrial and civil engineering.

The new designs of the VZM, proposed by Fayzov A.Kh., are considered. Gerasimov SN Mamayev LA

Most (VZM) produce smoothing without the use of vibration, or the use of vibration is manifested primarily vertically directed oscillations. The absence of an SPM with horizontally directed oscillations determined the direction of research in this work, which consists in studying the influence of horizontal vibrations and the development of scientifically valid methods in the design of such working organs.

Keywords: concrete, roller actuator, smoothing, the surface layer, the vibration, the quality

Введение. Современное производство железобетонных изделий для жилищного, промышленного и других видов строительства неотъемлемо связано с отделкой поверхности этих изделий. В связи с этим, существует ряд требований, предъявляемых к поверхности изделий, изготовленных из железобетона, которые впоследствии будут подвергаться окрашиванию, оклейке обоями, линолеумом и т.д. После изготовления железобетонных изделий трудоемкие штукатурные и другие отделочные работы по ним должны быть сведены к минимуму.

Для получения соответствующего качества поверхности железобетонных изделий на заводах ЖБИ, в дорожном, гидромелиоративном, аэродромном строительстве и на строительных площадках широко используются заглаживающие машины с рабочим органом в виде бруса, валка, диска, ленты или комбинации этих рабочих органов. Область применения этих машин зависит от состава бетонных смесей, требуемого качества поверхности, производительности работ, а также технологии производства на данном предприятии. Исследования вышеперечисленных рабочих

органов проводились А.И. Батуловым, Фарах Аши Фарахом, Л.А. Мамасвым, З.Райчыком, С.А. Рысс-Березарком. Наиболее полное исследование заглаживающих рабочих органов и процессов, происходящих в бетонных смесях при заглаживании, представлено в трудах А.В. Болотного.

Классификация способов и конструкций заглаживающих машин, применяемых при обработке незатвердевших бетонных поверхностей. Развитие заглаживающих машин с рабочим органом в виде вала для обработки незатвердевших бетонных смесей началось в 30-х годах прошлого века. Первые машины с таким видом рабочего органа изготавливались в Германии. Однако валковые машины использовались и ранее в России для уплотнения грунта [1].

В 1944 г в США предложена ручная заглаживающая машина, имеющая рабочий орган в виде перекатывающегося вала и вращающихся лопастей [2]. От рукоятки, при помощи которой передвигается машина, валку в процессе заглаживания сообщается необходимое усилие прижатия к обрабатываемой поверхности.

Валок перемещается впереди затирочных пластин, принимая на себя основной вес машины, и осуществляет разравнивание, уплотнение и предварительное заглаживание поверхности.

В том же году в США разработана валковая машина для заглаживания свежееуложенного бетонного покрытия дорог [2]. Машина выполнена в виде самоходного портала и имеет устройство, позволяющее изменять положение вала в вертикальной плоскости. Кроме цилиндрического приводного вала, предусмотрена возможность установки конусного или ступенчатого валков для придания поверхности дороги определенной конфигурации.

Конструкция предусматривает возможность подачи пара в его внутренние полости при обработке асфальтобетонных поверхностей.

В 1959 г неприводной валок для заглаживания стеновых панелей проходил испытания на ДСК-5 в Ленинграде (рис.1). Опыт эксплуатации показал, что на валок налипают бетонная смесь, и потому на поверхности изделия образуются выщерблины. Позднее рядом организаций было разработано несколько моделей валковых заглаживающих машин с принудительным вращением рабочего органа (рис.2), которые применялись на ряде заводов (ДСК-1, Киев; завод имени 40-летия комсомола, Ленинград; ДСК-1, Москва и др.). По схеме, рис.1 институтом ВНИИСтроймаш разработана валковая заглаживающая машина СМ-895.

Машина состоит из следующих основных узлов (рис.2): портала с механизмом передвижения, рамы с заглаживающим валком и

механизмом вращения вала, механизма подъема рамы с валком, механизма поперечного перемещения вала. За несколько проходов вала получается гладкая поверхность изделия

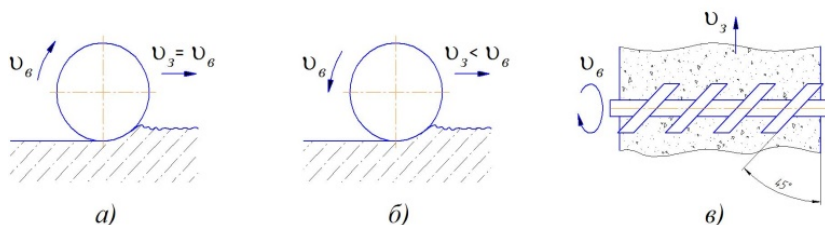


Рисунок 1 – Валковые рабочие органы:
 а) валок не приводной; б) то же, приводной;
 в) рабочий орган со скошенными обручами

В случае движения вала под углом к направлению заглаживания вектор собственной скорости вращения вала не совпадает по направлению (в точке контакта с бетонной поверхностью) с вектором скорости поступательного движения машины. Такое положение вала позволяет увеличить площадь контакта с обрабатываемой поверхностью.

Периодическое изменение угла установки вала при помощи привода 6 и стопора 9 обеспечивает равномерность износа его трущейся поверхности и соответственно стабилизацию процесса заглаживания на протяжении всего срока службы рабочего органа. Кроме этого, установка вала под углом к направлению заглаживания обеспечивает сгон волны бетонной смеси к одному из бортов формы. Недостатком такой схемы машины является неравномерное качество заглаживания по фронту обрабатываемой полосы

Первые валковые заглаживающие машины, предназначенные для заглаживания бетонной смеси появились в Германии в 1935 г. У этих машин вращательное движение дополнялось вибрационным (рис.6а)

В США было предложено валковое заглаживающее устройство в виде эксцентрично установленного полого цилиндра с приводом его вращения [2]. Совершая обороты с частотой приблизительно 10 рад/с, цилиндр уплотняет и выглаживает поверхностный слой бетона (рис.6б)

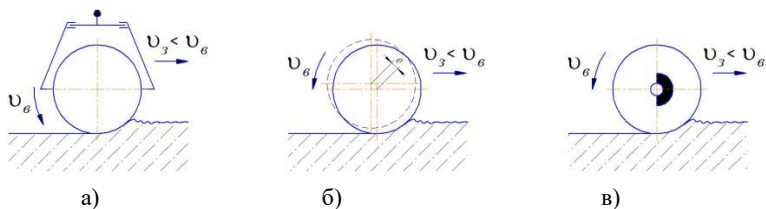


Рисунок 2 – Вибрационные валковые машины:
 а) вибровалок приводной; б) то же, эксцентричный;
 в) вибровалок с неуравновешенной массой

Известно валковое заглаживающее устройство США, внутри которого на оси закреплена неуравновешенная масса, создающая вибрацию рабочего органа [2] (рис.6в). Устройство используется для уплотнения и предварительного заглаживания, бетонных дорог.

Рабочий орган работает следующим образом: при включении электродвигателя установка вращения передается на редуктор, а от редуктора на нижний вал с жестко закрепленным на нем пружиной и верхний вал с закреплённым на нём шнеком, который вращаясь, сообщает волновые колебания пружину, и она вращаясь, нижней частью своих витков перемешивает верхний слой бетонной смеси. При таком воздействии рабочего органа на обрабатываемую поверхность происходит передача энергии колебаний нижележащим слоям бетонной смеси, при этом нарушаются связи между частотами поверхности приобретает подвижность, а зерна заполнителя и цемента получают возможность занять более устойчивое пространственное взаиморасположение, чем достигается плотная упаковка зерен заполнителя. Одновременно с этим из бетонной смеси отжимается некоторое количество воды.

Преимуществом такой конструкции являются высокое качество обработки жестких бетонных смесей, получение высокопрочного поверхностного слоя, наименьшая шероховатость, долговечность бетоноотделочной машины [4] за счет снижения трения бетонной смесью, низкая энергоёмкость

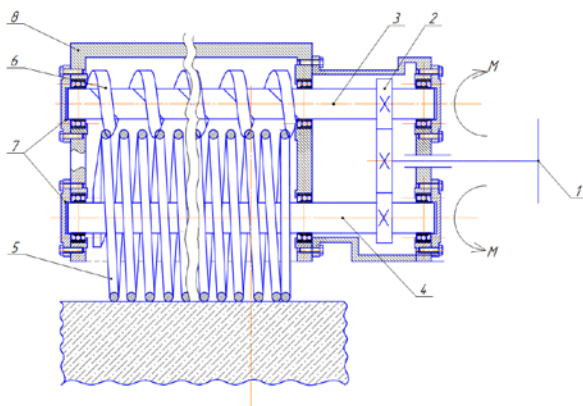


Рисунок 3 – Вибрационный валковый рабочий орган бетоноотделочной машин

Все валковые заглаживающие машины по форме рабочего органа можно разделить на три группы (рис.3).

К первой группе относятся машины с рабочим органом в виде цилиндра[5]. Такой вид рабочего органа имеет преимущественное распространение.

Вторую группу составляют машины с рабочим органом в виде усеченного конуса.

Данный вид рабочего органа позволяет заглаживать обрабатываемую поверхность с равной заглаживающей способностью по всему фронту заглаживания

И к третьей группе относятся валковые заглаживающие машины с рабочим органом в виде колец или шнека. Такие машины предназначены для разравнивания и предварительного заглаживания поверхностей

По конструктивному исполнению валковые заглаживающие машины делятся на стационарные и автономные самоходные. Первые установлены на заводах крупнопанельного домостроения (ЗКПД) и железобетонных изделий (ЗЖБИ) и предназначены для производства[6] железобетонных конструкций для промышленного и гражданского строительства. Вторые используются при строительстве дорожного и аэродромного покрытия.

Обрабатываемые валковыми заглаживающими машинами поверхности разделяются на плоские и криволинейные. В основном заглаживанию подвергаются плоские поверхности, которыми обладают основное большинство изделий из сборного железобетона. Криволинейными поверхностями обладают пространственные

железобетонные конструкции для покрытия зданий. Они имеют, скорее, эстетическую направленность, дающую принципиально новые возможности в объемно-планировочных решениях для создания новых выразительных архитектурных форм.

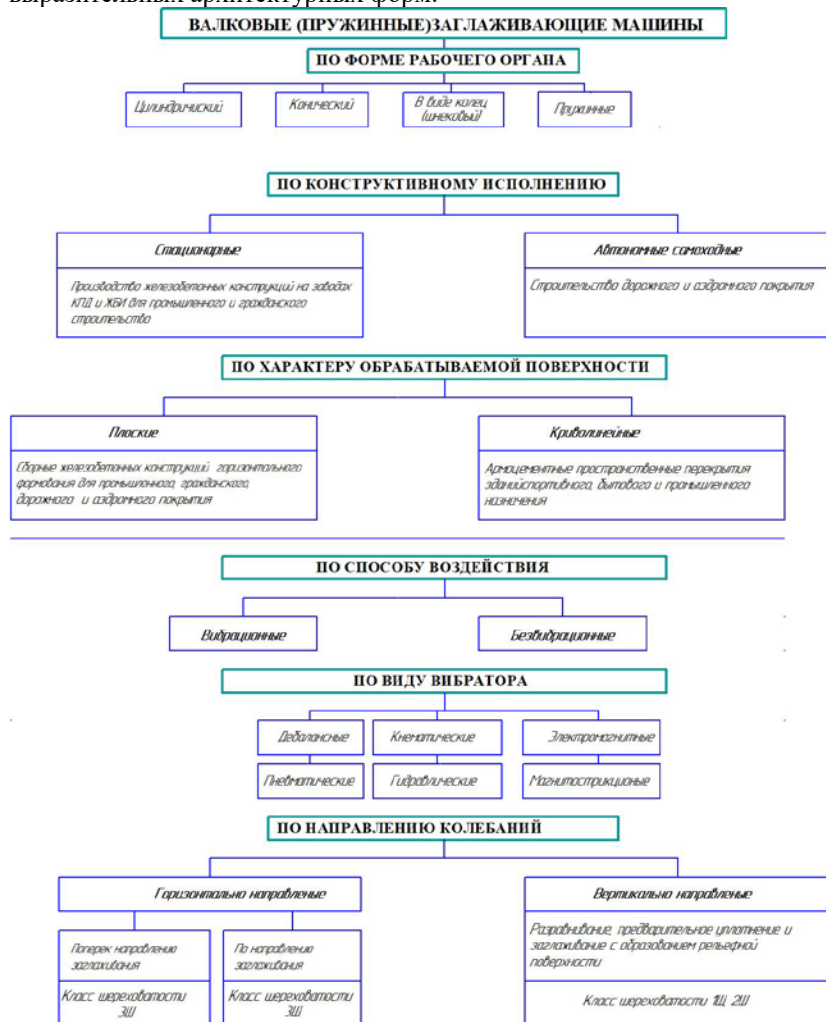


Рисунок 4 – Классификация валковых заглаживающих машин

Выводы: повышение эффективности обработки незатвердевших жестких бетонных смесей является актуальной проблемой, поскольку чистота отделки оптимизировать трудоемкие штукатурные и другие отделочные работы. Одним из путей увеличения производительности, повышения плотности поверхностного слоя и качества обработки незатвердевших бетонных поверхностей является заглаживание машинами с валковыми рабочими органами.

Отмеченное многообразие и анализ конструкций валковых заглаживающих машин, используемых для обработки незатвердевших бетонных смесей, свидетельствует об их несовершенстве и указывает на все более возрастающую потребность в совершенных рабочих органах с применением вибрационных воздействий.

С этой целью были исследованы пружинные валковые рабочие органы, совершающие колебательные движения различной направленности, интенсивности и амплитуды. Анализ показал, что в настоящее время вибрационные валковые заглаживающие машины не нашли большого применения как в нашей стране, так и за рубежом, хотя эти рабочие органы имеют много достоинств для широкого внедрения в дорожное, аэродромное, промышленное и гражданское строительство.

Список литературы

1. Беспалов М.Г., Кононов А.А. Анализ динамического управляемого гидравлического виброрезонанса. // Тезисы докладов XVIII Научно-технической конференции. – Братск: БрИИ, 1997. – С. 124-125.

2. Болотный А.В. Заглаживание бетонных поверхностей / А.В. Болотный. – Л.: Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1979 – 128 с.

3. Болотный А.В. Оценка эффективности новых заглаживающих машин / А.В. Болотный, С.А. Рысс-Березак // Докл. 56-й науч. конф. профессоров, преподавателей, науч. работников, инженеров и аспирантов СПб гос. архит.–строит. ун-та ; СПб.: СПбГАСУ, 1999. – Ч.1- С. 88-89.

4. Мамаев, Л.А. Исследование процессов рельефной обработки бетонных поверхностей: дис. канд. техн. наук / Л.А. Мамаев. – Л.: ЛИСИ, 1979. – 194 с.

5. Мамаев Л.А., Ефремов И.М., Кононов А.А. Режимы заглаживания валковых рабочих органов, обеспечивающие качество обрабатываемой бетонной поверхности / Труды Братского государственного технического университета. – Братск: БрГУ, 2000. – С.178-180.

6. Мамаев Л.А., Зайцев А.Н., Кононов А.А., Герасимов С.Н. Процессы взаимодействия рабочего органа машин с упруго-вязкой средой / Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия: Материалы между народного научного симпозиума. – Орел: Орел ГТУ, 2000. – С.90-94.

7. Мамаев Л.А., Кононов А.А., Герасимов С.Н. Вибрационное

оборудование для обработки поверхностей строительных материалов. / Интерстроймех-2001: Труды международной научно-технической конференции, 27-29 июня 2001 года. СПб.: СПбГТУ, 2001. - С. 187-19

8. Райчык, Я. Оптимизация параметров заглаживающих машин для обработки поверхностей отформованных из пластичных смесей в условиях производства в ПНР: Дис... д-ра техн. наук / Я. Райчык – Л.: СПбГПУ, 1999. - 292с.

9. Кононов, А.А. Определение мощности привода вибрационного валкового рабочего органа / А.А. Кононов, С.А. Петров // XXII науч.-техн. конф. БрГТУ: Материалы конф. – Братск: БрГТУ, 2001. – С. 18-21.

УДК 62.822

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ЩЕБНЕОЧИСТИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА ЩОМ- 1200

Чалова М.Ю.¹

*1. Московский государственный университет транспорта
(МИИТ)*

Приведен анализ адаптивной системы управления с нерегулируемой скоростью привода скребковой цепи.

Ключевые слова: система управления, щебнеочистительный комплекс

PERFECTION OF THE DESIGN OF BELT CONVEYORS OF THE SHCHEBNO-CLEANING COMPLEX SHCHOM-1200

Chalova M.Y.¹

1. Moscow State University of Transport (MIIT)

The analysis of the adaptive control system with unregulated speed of the scraper chain drive is given.

Keywords: control system, rubble-cleaning complex

При проведении эксплуатационных испытаний опытного образца щебнеочистительного комплекса ЩОМ-1200 было выявлено, что по мере подачи нового щебня на конвейеры на ленте образуется завал щебня, из-за чего конвейеры выключается, то есть конвейерная система в целом становится не работоспособной. Причиной такого отказа является недостаточная расчетная мощность двигателя на приводном валу машины, вследствие этого нагрузка на двигатель увеличивается, обороты двигателя соответственно уменьшаются, а скорость конвейерной ленты снижается. Так, в результате снижения скорости движения ленты на загрузочном участке конвейеров

образуется завал щебня, так как поступающий объем щебня на конвейер остается неизменным.

Обеспечить работу конвейеров с заданной производительностью можно двумя способами:

- увеличить ширину конвейерной ленты;
- - увеличить скорость конвейера.

Первый способ не реализуем, так как увеличение ширины ленты невозможно по габаритным и конструктивным размерам щебнеочистительного комплекса ЩОМ-1200.

Второй способ является оптимальным, с точки зрения габаритов, но также является не реализуемым, так как заданная скорость 3,15 м/с рассматриваемой системы ленточных конвейеров является максимальной. Поэтому предлагается модернизировать конструкцию системы конвейеров, тем самым обеспечив работу с заданной производительностью системы конвейеров ЩОМ-1200 и обеспечить работоспособность.

На основе теоретических исследований для уменьшения нагрузки от массы транспортируемого груза рекомендуемая скорость движения ленты конвейера 3,95 – 4,20 м/с.

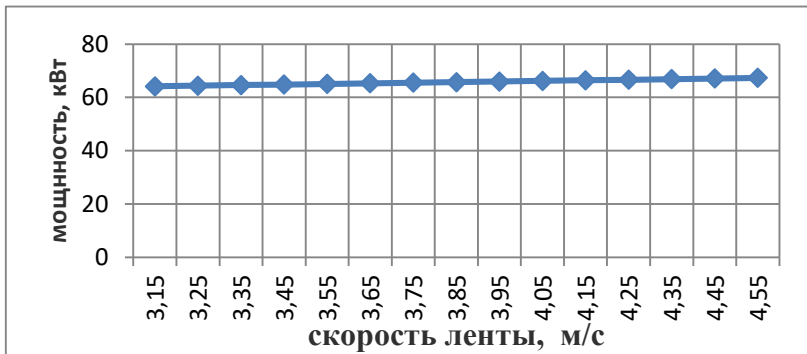


Рисунок 1 – Зависимость мощности привода от скорости движения ленты конвейера

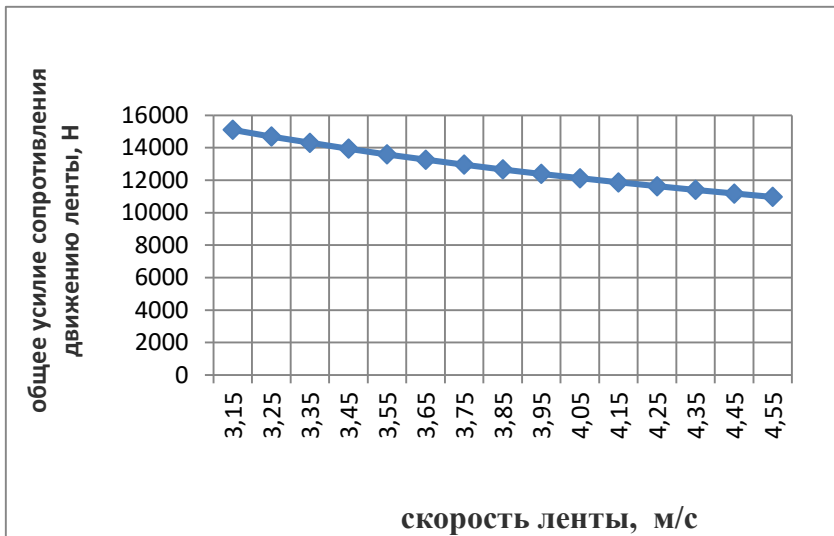


Рисунок 2 – Зависимость усилия сопротивления движению ленты от скорости движения ленты конвейера

В модернизированном ленточно-цепном конвейере тяговым элементом является роликовая длиннозвенная цепь, а грузонесущим – обычная резинотканевая лента. Применение прочной цепи и нескольких промежуточных роликов приводного вала позволит обеспечить большую длину бесперегрузочного транспортирования щебня при использовании той же стандартной ленты с малым числом прокладок.

Конвейерная лента жёстко крепится к цепи. Опорные площадки крепятся на каждом втором звене и покрываются фрикционным материалом (резиновые насадки с насечкой).

На один контур ленты устанавливаем два цепных контура с двумя отдельными приводами, работающими согласованно один с другим.

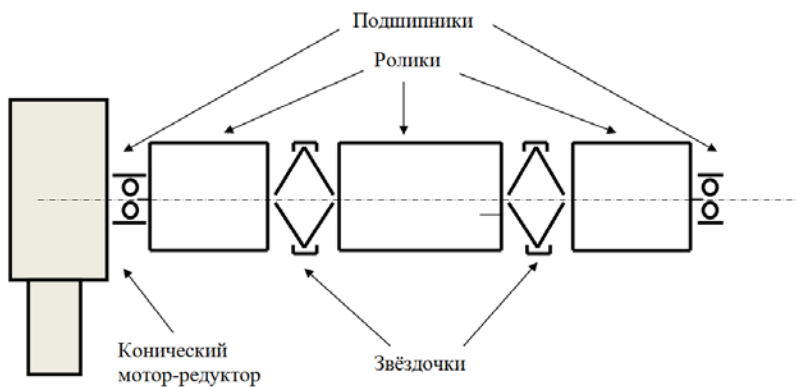


Рисунок 3 – Кинематическая схема модернизированного конвейера

Таким образом, такая конструкция конвейеров позволит уменьшить нагрузку от массы транспортируемого груза с помощью увеличения скорости ленты, при этом обеспечив работоспособность системы конвейеров щебнеочистительного комплекса ЩОМ-1200 с заданной производительностью.

Список литературы

1. Зеленский О.В. Справочник по проектированию ленточных конвейеров – М.: ООО «Недра», 2009.
2. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины: учебное пособие для машиностроительных вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с., ил.
3. ГОСТ 20-85 Ленты конвейерные резинотканевые. Технические условия – М.: ИПК Издательство стандартов, 2004.

Содержание

Романович А.А Пути повышения эффективности в работе дробильно-помольного оборудования.....	3
Андреев И.Е., Герасимов М.Д., Легейда В.А. Вибрационный стенд для исследования вибрационного узла виброплиты.....	9
Анненко Д.М., Романович М.А. Описание дисперсного состава цемента	18
Анненко Д.М. Определение элементов матрицы классификации готового продукта	24
Байдин К., Голубятников А.А. Многофункциональный автогрейдер ...	28
Бережной О.Л., Варданян Г.Р., Ткаченко Е.С., Толстолицкий С.М. Исследования нарушений несущего газового буферного слоя в технологических системах.....	33
Бережной О.Л., Толстолицкий С.М. Газодинамические процессы, протекающие при вакуум - перемешивании композиционных масс на основе расплава вторичного полиэтилена.....	39
Бережной О.Л., Толстолицкий С.М. Высокотемпературный двухкамерный вакуум - смеситель	43
Бородин Д. М., Мерданов Ш.М., Конев В.В. Экспериментальные исследования тепловой подготовки гидродвигателя строительно-дорожных машин.....	53
Витчук П.В., Витчук Н.А., Курдюбов Н.Н., Майоров Е.Е. Конструкция стенда для исследования тяговой способности передач трением	54
Гринчар Н.Г., Григорьев П.А., Сидоров А.А. К вопросу расчета элементов конструкций гидроцилиндров	57
Гринчар Н.Н. Условия и характер возникновения рисков при организации снабжения запасными частями мобильных транспортно-технологических машин	63
Гришин А. В. Теоретическое исследование влияния жесткости тяговой ленты промежуточного привода ленточного конвейера на диапазон регулирования его тягового усилия при управлении натяжным устройством.....	69
Демушкин Н.С., Орехова Т.Н. Конусная дробилка в составе роторно-вихревой мельницы	76
Денисов И.А. Проблемные вопросы проектирования и эксплуатации частотно-регулируемого электропривода механизмов кранов мостового типа	82

Зарипова И.И., Илюхин А.В. Оценка влияния режимов работы мобильной бетоносмесительной установки на электропроводные свойства изготавливаемого композиционного материала	89
Зеньков С.А., Балахонов Н.А. Выбор нагревательного элемента для предотвращения адгезии системы грунт-металл при разработке влажных связных грунтов землеройными машинами	94
Зорин В.А., Тимченко М.И. Применение аддитивных технологий при изготовлении деталей машин	99
Зорин В.А. Управление рисками в строительном машиностроении	106
Карнаухов Н.Н., Мерданов Ш.М., Конев В.В., Силецкий К.А., Шарков Н.С. Моделирование теплового аккумулятора для системы тепловой подготовки строительного-дорожного машин	117
Колесников Р.С., Харламов Е.В. Магнитная сепарация.....	125
Корнев А.В., Бойчук И.П., Перелыгин Д.Н. Численное моделирование течения газодисперсного потока в камере вихре-акустического диспергатора	128
Лагерев А.В., Лагерев И.А. Многокритериальная оптимизация гидравлического крана-манипулятора	131
Лагерев А.В., Толкачев Е.Н. Анализ влияния параметров подвесок на работоспособность дискретного участка конвейера с подвесной лентой и распределенным приводом.....	135
Лагерев И.А. Влияние транспортного положения крана-манипулятора на нагруженность подвески базового грузового автомобиля	144
Лапина Н.В., Баурова Н.И. Сравнительный анализ прочностных свойств термопластичных и традиционных полимерных материалов, используемых при ремонте дорожно-строительных машин	148
Минин В.В., Зяблов С.Ф., Раилко М.Ю. Методика и результаты энерго-ресурсосберегающих технологий малогабаритных бетоносмесителей.....	156
Михальков Д.В., Михальков В.С. Оптимизация параметров дробилок для получения трепела для энергоэффективных ограждающих конструкций.....	161
Нефёлов И.С., Баурова Н.И. Особенности изготовления и структура резбовых поверхностей в деталях, изготовленных методами 3d-печати.	169
Носов О.А., Ткаченко Е.С., Толстолицкий С.М. Пневмокачка для бесконтактного формования помадных конфетных масс.....	177
Носов О.А., Ткаченко Е.С., Толстолицкий С.М. Математические модели газодинамических процессов, протекающих в несущих и транспортирующих системах с дискретно запитываемым буферным слоем.....	181

Носов О.А., Ткаченко Е.С., Толстолицкий С.М.	
Автоматизированный технологический комплекс для мелкосерийного производства строительного декора.....	186
Носов О.А., Ткаченко Е.С., Толстолицкий С.М. Пневмоконвейер для бесконтактного транспортирования легкодеформируемых объектов.....	190
Носов О.А., Толстолицкий С.М., Ткаченко Е.С. Манипулятор транспортно-технологической системы с вильчатым хватом.....	193
Панасенко Н.Н., Синельщиков А.В., Яковлев П.В. Расчётный анализ сейсмической безопасности грузоподъёмных кранов, эксплуатируемых в зданиях и сооружениях в 2-х частях. Часть 1. Математическая модель базовых конечных элементов в конечно-элементной теории сооружений.....	200
Панасенко Н.Н., Синельщиков А.В., Яковлев П.В. Расчётный анализ сейсмической безопасности грузоподъёмных кранов, эксплуатируемых в зданиях и сооружениях в 2-х частях. Часть 2. Методы расчётного анализа сейсмической безопасности грузоподъёмных кранов.....	221
Романович А.А., Романович Л.Г., Корнев Д.А. Исследование процесса разрушения материалов давлением.....	248
Романович А.А., Романович М.А., Колесников Р.С. Новая технология и оборудование для производства композиционных вяжущих.....	253
Романович А.А., Романович М.А., Локтионов И.С. Повышение износостойкости рабочих органов агрегата.....	259
Романович А.А., Чеховской Е.И., Романович М.А. Исследования устройства для направленной подачи сланцевых материалов	269
Романович Л.Г., Ярмоленко И.В., Романович М.А. Базовые понятия и проблемы в сфере инжиниринговой деятельности	275
Романович Л.Г., Ярмоленко И.В., Романович М.А. Инновационное предпринимательство: практические аспекты обучения студентов.....	283
Романович М. А., Мясников А.В. Подход к расчету мощности шаровой мельницы.....	288
Романович М. А., Мясников А.В. Движение мелющих тел при различной схеме установки энергообменных устройств.....	293
Сиваченко Л.А., Сотник Л.Л., Русан С.И. Кинематический анализ движения эксцентрикового вала вибровалкового измельчителя.....	298
Трушин Н.Н. Гидромеханическая передача с двухтурбинным гидротрансформатором.....	305

Уваров В.А., Орехова Т.Н., Уральский А.В., Краснов В.В.	313
Математическое описание процессов протекающих в пневмосмесителе непрерывного действия.....	
Уваров В.А., Орехова Т.Н., Уральский А.В., Краснов В.В.	
Исследование влияния энергосиловых параметров пневмосмесителя на качество смеси.....	321
Файзов А.Х., Герасимов С.Н., Приходько А.С. Классификация валковых заглаживающих машин для обработки поверхностей свежеотформованных изделий.....	329
Чалова М.Ю. Совершенствование конструкции ленточных конвейеров щебнеочистительного комплекса щом-1200.....	337

Научное издание

**ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ И
ОБОРУДОВАНИЕ В ДОРОЖНОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ
ОТРАСЛЯХ**

Международная научно-практическая
конференция

Сборник докладов

Ответственный за выпуск:

А.А. Романович

Компьютерная верстка

С.М. Толстолицкий

Подписано в печать: 27.07.2017 Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 19,9. Уч.-изд. л.

Тираж: 60 экз.

Заказ: №446

Цена: Договорная

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете им.
В.Г. Шухова
308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46.