

На правах рукописи



Асфандияров Марат Андреевич

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАШИНЫ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ ПУТЕМ
СОЗДАНИЯ НОВОГО УДАРНО-ВИБРАЦИОННОГО МЕХАНИЗМА

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов
и детали машин

Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Работа выполнена на кафедре «Колесные и гусеничные машины» Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)»)

Научный руководитель: **Кондаков Сергей Владимирович** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Колесные и гусеничные машины» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск

Официальные оппоненты: **Савельев Сергей Валерьевич** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Эксплуатация и сервис транспортно-технологических машин и комплексов в строительстве» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет», г. Омск

Жулай Владимир Алексеевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Строительная техника и инженерная механика имени профессора Н.А. Ульянова» ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет», г. Воронеж

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», г. Нижний Новгород

Защита диссертации состоится «29» июня 2022 г., в 13:30 на заседании диссертационного совета Д.212.298.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76. Тел/факс (351) 267-91-23, E-mail: D212.298.09@susu.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке Южно-Уральского государственного университета и на его официальном сайте:
<https://www.susu.ru/ru/dissertation/d-21229809/asfandiyarov-marat-andreevich>

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, на имя ученого секретаря диссертационного совета Д 212.298.09. E-mail: D212.298.09@susu.ru

Автореферат разослан «___» 20___ г.

Ученый секретарь диссертационного совета
Доктор технических наук, доцент



А.А. Абызов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы: В настоящее время одной из главных задач, стоящих перед предприятиями, выпускающими машины и механизмы уплотнения и прессования, является повышение качества и конкурентоспособности вновь создаваемых и модернизируемых машин. Эта задача требует повышения уровня научно-технического сопровождения проектных работ путем внедрения на ранних стадиях современных расчетно-экспериментальных методов.

Одной из главных причин низкого качества изделий из композиционных материалов является их недоуплотнение. Для улучшения качества уплотнения и прессования изделий из композиционных материалов необходимо пересмотреть существующую технологию и конструкции машин для уплотнения.

Все вышеизложенное определяет актуальность данной диссертационной работы по разработке и исследованию новой машины для уплотнения композиционных материалов. В работе приведены результаты исследования четырехзвенного механизма для уплотнения композиционных материалов, разработана теория и предложены методы проектирования механизма. Диссертационная работа соответствует формуле и области исследования машиноведения согласно пунктам 1 и 2 паспорта специальности 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин.

1. Теория и методы исследования процессов, влияющих на техническое состояние объектов машиностроения, способы управления этими процессами.

2. Теория и методы проектирования машин и механизмов, систем приводов, узлов и деталей машин.

Степень разработанности темы исследования. Вопросы работы механизмов уплотнения композиционных материалов исследовались в научных организациях и конструкторских бюро головных предприятий: завод строительной техники РИФЕЙ (г. Златоуст), ООО «НПО Группа компаний машиностроения и приборостроения» (г. Брянск), завод ИНТЕК (г. Киров), ООО ЧЕЛСТРОЙМАШ (г. Челябинск), МАДИ, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, СибАДИ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, МАМИ, НАМИ и других.

В процесс исследования механизмов уплотнения композиционных материалов неоценимый вклад внесли такие ученые, как: И.И. Артоболевский, Г.А. Тимофеев Е.И. Кромский, К.А. Артемьев, Т.В. Алексеева, В.Г. Белокрылов, С.В. Кондаков, Н.И. Ахметшин, Н.Е. Королев, В.Е. Зубкин, А.А. Афанасьев, Е.Б. Сарач, А.А. Силаева, И.А. Тараторкин, И.П. Трояновская, В.М. Шарипов, В.В. Шеховцов, А.Г. Маслов, Ю.С. Саленко, А.Ф. Иткин, Жанар Батсайхан, В.М. Пономарь, Юай Юань, Ван Лин, Тянь Пе, Вильямс, Л. Форссблад, J Cuadrado, В.А. Довгяло, Д.И. Бочкарев, Y.A. Gashaw и других ученых.

Работы вышеупомянутых ученых содержат теоретические и практические исследования вибрационных, ударных и статических машин для уплотнения композиционных материалов, однако не затронут вопрос исследования ударно-вибрационных механизмов, включающих в себя одновременно вибрационные и ударные воздействия.

Представленная диссертация посвящена созданию и исследованию нового типа рабочего органа машины для уплотнения – ударно-вибрационного механизма.

Целью работы является повышение эффективности машины для уплотнения, состоящее в уменьшении энергоемкости привода и улучшении качества получаемых изделий.

Достижение поставленной цели требует решения следующих **задач**:

- 1) Разработка математической модели нового ударно-вибрационного механизма;
- 2) Определение рациональных размеров звеньев нового механизма;
- 3) Проведение испытаний разработанного ударно-вибрационного механизма для уплотнения различных композиционных материалов;
- 4) Подтверждение достоверности математической модели на основе проведенных экспериментов;
- 5) Новые технические решения по внедрению ударно-вибрационного механизма.

Научную новизну диссертационной работы составляют следующие положения:

1. Математическая модель функциональной системы базовой машины, ударно-вибрационного механизма и уплотняемого композиционного материала, отличающаяся новым приложением нагрузки в четырехзвенном механизме – к шатуну, а не к коромыслу;
2. Методика определения рациональных параметров ударно-вибрационного механизма в составе машины для уплотнения заданной производительности по критерию минимальной потребляемой мощности.

Практическая значимость:

- 1) Создание больших значений усилий сжатия композиционного материала малыми движущими силами двигателя за счет применения четырехзвенного механизма.
- 2) Создание конструкции механизма на основе рычага Архимеда, отличающейся, действующей на уплотняемый материал, эпюорой давления.
- 3) Уменьшение энергоемкости привода механизма уплотнения, за счет рационального выбора размеров звеньев четырехзвенного механизма.
- 4) Оригинальные прикладные программы и методики расчета для проектно-конструкторских бюро предприятий, занимающихся проектированием и производством машин для уплотнения композиционных материалов.

Методологической основой работы являются: системный подход, математическое моделирование, законы аналитической механики, методы вычислительной математики, теория дорожно-строительных машин, теория машин и механизмов, теория уплотнения композиционных материалов, экспериментальные методы лабораторных испытаний.

Объект исследования – процессы, протекающие во время работы нового ударно-вибрационного механизма.

Предмет исследования – определение на ранних стадиях проектирования рациональных параметров ударно-вибрационного механизма.

Положения, выносимые на защиту:

1. Новый подход к решению задачи повышения эффективности работы машины для уплотнения.
2. Математическая модель и результаты моделирования системы базовой машины, нового механизма и уплотняемого композиционного материала.
3. Выбор рациональных параметров ударно-вибрационного механизма.
4. Конструкция механизма, позволяющая при малых движущих силах на приводе получать большие усилия сжатия на рабочей плите механизма.
5. Метод преобразования выборок случайных величин, описывающих взаимодействие нового механизма с уплотняемым материалом, в функции спектральных плотностей узкополосных случайных процессов.

Достоверность результатов теоретических исследований обеспечена применением фундаментальных законов кинематики и динамики, сопоставлением с экспериментальными результатами исследования, проведённых на сертифицированном, современном испытательном оборудовании лаборатории «Колесных и гусеничных машин» ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)».

Реализация работы. Результаты исследований обсуждены на техническом совете и приняты к внедрению в учебный процесс на кафедрах «Детали машин и строительно-дорожные машины» и «Строительство автомобильных дорог и аэродромов» Таджикского технического университета имени академика М.С. Осими (г. Душанбе), на кафедре «Колесные и гусеничные машины» Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета), используются в строительной фирме ООО «Дилшод-Н» города Душанбе и заводе «ДСТ-Урал» города Челябинска.

Апробация результатов работы. Основные положения работы докладывались на выставке «ТЕХНОЭКСПО» (Челябинск, 2017 – 2019гг), на научно-техническом совете при Министерстве дорожного хозяйства и транспорта Челябинской области (Челябинск, 2017г), на научных конференциях аспирантов, докторантов ЮУрГУ (Челябинск, 2018 - 2021гг), на международных научно-практических конференциях «Пром-Инжинеринг» (Сочи, 2019 – 2020гг), на выставке НТТМ «Евразийские ворота: Шаг в будущее (Челябинск, 2019 – 2020гг). Получен грант в научно-техническом конкурсе УМНИК на научно-исследовательскую работу (2020г).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 научных работ, из них 4 – в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 2 в изданиях, индексируемых в базах SCOPUS.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав основного текста, заключения, списка используемой литературы из 126 наименований и 4 приложений. Общий объем диссертации составляет 136 страниц, работа содержит 49 рисунков и 25 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении сформулирована актуальность темы, определены цель и задачи диссертационного исследования, научная новизна, теоретическая и практи-

ческая значимость работы, основные положения, выносимые на защиту, реализация работы, аprobация результатов работы, публикации, структура и объем работы.

Первая глава посвящена анализу состояния проблемы, выполненного на основе обзора отечественных и зарубежных технических литературных источников, в которых рассмотрены современные исследования в области механизмов уплотнения, в частности глубинные вибраторы, поверхностные вибраторы, трамбующие брусы и другие механизмы, используемые на существующих машинах для уплотнения и прессования, в том числе предлагаемые технические решения. Изучены работы, в которых авторами предложены различные способы уплотнения и прессования дорожно-строительных, древесных и пищевых материалов. Выполненный обзор доступных отечественных и зарубежных источников указывает на то, что все работы связаны с вибрированием, ударным и статическим прессованием.

Автор работы в соавторстве с сотрудниками кафедры «Колесные и гусеничные машины» ЮУрГУ (г. Челябинск) разработал способ и устройство для уплотнения композиционных материалов с ударно-вибрационным механизмом. На рисунке 1 рассмотрена принципиальная схема нового ударно-вибрационного механизма на основе четырехзвенного механизма и рычага Архимеда, содержащего плиту нагнетателя 1, кривошип 2, коромысло 3 и бункер питатель 4. Кривошип 2, вращающийся с угловой скоростью ω , совершает движение по окружности радиусом r , коромысло 3 совершает движение по дуге окружности радиусом R , плита нагнетателя совершает плоскопараллельное движение, воздействуя на уплотняемый материал.

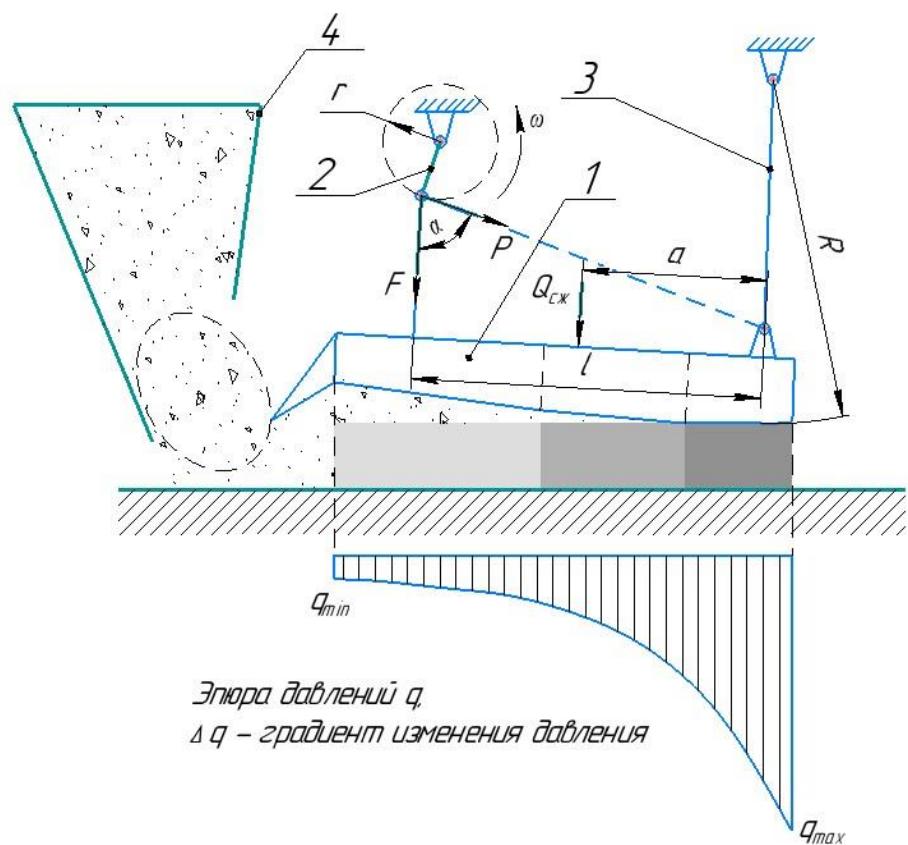


Рисунок 1. Принципиальная схема нового механизма

Существенными преимуществами ударно-вибрационного механизма с рабочей плитой 1, выполненной в виде рычага Архимеда (рисунок 1), является:

1) Вид эпюры давления, изменяющийся по гиперболическому закону, что создает благополучные условия для выхода воздуха и лишней химически несвязанной воды из тела уплотняемого материала, движение происходит из зоны высоких давлений в зону низких.

2) Усилие сжатия $Q_{сж}$, действующее на элементарную частицу, внедряемую под рабочую плиту определяется по формуле:

$$Q_{сж} = k_1 \cdot k_2 \cdot P \quad (1)$$

Где P это усилие, развиваемое приводом, k_1 – угловой коэффициент усиления определяемый по формуле:

$$F = \frac{P}{\cos\alpha} = k_1 \cdot P \rightarrow k_1 = \frac{1}{\cos\alpha}; \quad (2)$$

k_2 – плечевой коэффициент усиления определяемый по формуле:

$$Q_{сж} = \frac{F \cdot l}{a} = k_2 \cdot F \rightarrow k_2 = \frac{l}{a} \quad (3)$$

3) Совершение плитой сдвиговых деформаций улучшает упаковку зерен твердых частиц, что показано на рисунке 2.

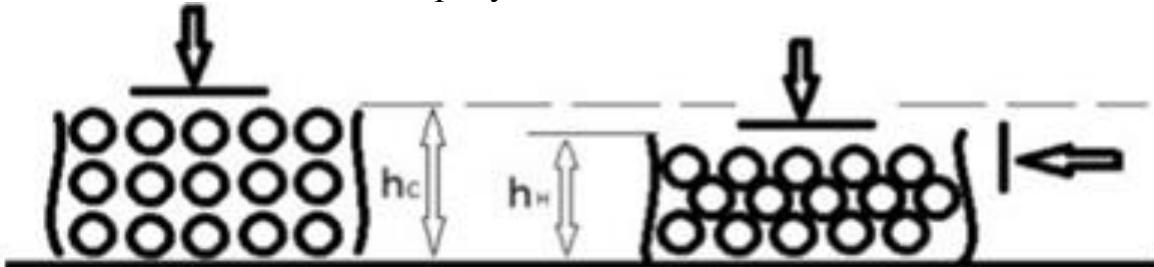


Рисунок 2. Упаковка твердых частиц при сжатии (существующая технология) и сдвиговых деформациях (новая технология).

Для последующего сравнительного анализа ударно-вибрационного механизма с существующими аналогами, проведено кинематическое и динамическое исследование ударных механизмов уплотнения, а именно трамбующего бруса и механизма зонного нагнетания “Русские качели”.

Во второй главе разработана математическая модель нового механизма для уплотнения композиционных материалов и реализована программа для автоматического расчета на ЭВМ. Математическая модель ударно-вибрационного (четырехзвенного) механизма состоит из трех разделов геометрического, кинематического и динамического. В состав геометрического расчета входит расчет геометрии механизма, в том числе перемещения звеньев механизма в зависимости от угла поворота кривошипа. Кинематический расчет включает в себя задачу скоростей и ускорений, нахождение линейных и угловых скоростей и ускорений во всех точках и звеньях механизма исходя из геометрического расчета. В динамическом расчете производятся вычисления сил тяжести, сил инерции, моментов инерции звеньев механизма, реакций в шарнирах соединяющих звенья механизма, уравновешивающего момента и необходимой мощности на кривошипе.

Разработана расчетная схема (рисунок 3) для расчета, определены исходные данные:

x ; y – расстояние от точки крепления кривошипа до точки крепления маятника по осям x и y соответственно; r – радиус кривошипа; R – радиус коромысла;

R_1 – длина шатуна; φ – угол поворота кривошипа, относительно начального положения; $\omega_1 = \text{const}$ – угловая скорость кривошипа; m_1, m_2, m_3 – массы звеньев 1, 2 и 3; I_1, I_2, I_3 – моменты инерции звеньев 1, 2 и 3; $Q(\varphi)$ – сила необходимая для уплотнения, равная нулю при холостом ходе, а при рабочем ходе оно увеличивается линейно от 0 до максимального значения в конце рабочего хода.

Максимальное усилие определяется по следующей формуле:

$$Q_{\max} = q \cdot S \quad (3)$$

где S – это площадь рабочей плиты, q – давление сжатия уплотняемого материала, определяемое из специализированных справочников, либо экспериментально.

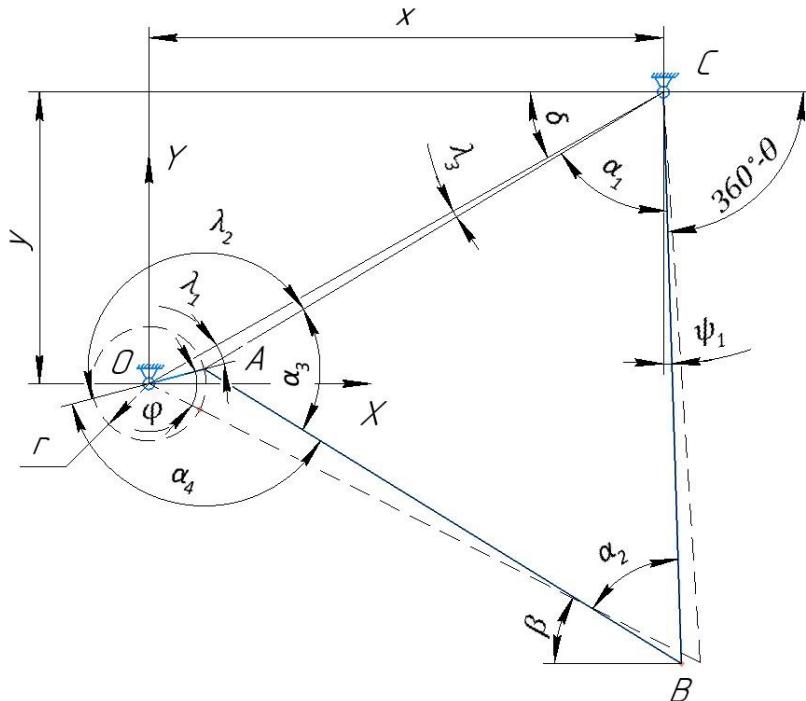


Рисунок 3. Расчетная схема геометрии механизма

Определены значения основных геометрических параметров механизма в зависимости от угла поворота кривошипа:

$$\left\{ \begin{array}{l} \angle \Delta \theta = -\alpha'_1 + \arcsin \left(\frac{r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \right) + \arccos \left(\frac{a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \right) \\ \angle \Delta \beta = (\alpha'_3 - 180^\circ) + \arcsin \left(\frac{r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \right) + \\ + \arccos \left(\frac{a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \right) + \arccos(a_5 + a_6 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)) \end{array} \right.$$

Продифференцировав полученные значения углов по углу поворота кривошипа мы получаем значения кинематических параметров механизма, исходя из которых определяем необходимые скорости и ускорения звеньев механизма. Полученные уравнения сводим в систему уравнений для угловых и линейных скоростей:

$$\left\{
\begin{aligned}
\omega_3 &= \dot{\varphi} \cdot \left(\frac{b_1 + b_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + b_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} + \right. \\
&\quad \left. + \frac{d_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + d_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} \right) \\
V_B &= \omega_3 \cdot R; V_{S_3} = f_3 \cdot V_B = 0,5 \cdot V_B; \beta_{V_B} = \beta_{V_{S_3}} = \delta + \gamma_3 + \alpha_1 - \frac{\omega_3}{|\omega_3|} \cdot 90^\circ \\
\omega_2 &= \dot{\varphi} \cdot \left(\frac{b_1 + b_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + b_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} + \right. \\
&\quad \left. + \frac{d_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + d_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} - \right. \\
&\quad \left. - \frac{a_6 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{k_1 + k_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + k_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} \right) \\
V_{S_2X} &= V_B \cdot \cos(\beta_{V_B}) + 0,5 \cdot \omega_2 \cdot R_1 \cdot \cos(\beta_{V_{S_2B}}); V_{S_2Y} = V_B \cdot \sin(\beta_{V_B}) + 0,5 \cdot \omega_2 \cdot R_1 \cdot \sin(\beta_{V_{S_2B}}) \\
V_{S_2} &= \sqrt{V_{S_2X}^2 + V_{S_2Y}^2}; \beta_{V_{S_2B}} = \frac{V_{S_2Y}}{|V_{S_2Y}|} \cdot \arccos\left(\frac{V_{S_2X}}{V_{S_2}}\right)
\end{aligned}
\right.$$

И систему уравнений для угловых и линейных ускорений:

$$\left\{
\begin{aligned}
\varepsilon_3 &= -(\dot{\varphi})^2 \cdot \left(\frac{g_1 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + g_2 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_3 \cdot \sin(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_4 \cdot \sin(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_5 \cdot \sin(5 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{2 \cdot (c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)))^{1,5}} + \right. \\
&\quad \left. + \frac{h_1 + h_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + h_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + h_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + h_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{2 \cdot (f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)))^{1,5}} \right) \\
a_B &= \sqrt{(\omega_3^2 \cdot R)^2 + (\varepsilon_3 \cdot R)^2}; a_{BX} = a_B^n \cdot \sin \beta_{a_B^n} + a_B^T \cdot \cos \beta_{a_B^n}; a_{BY} = a_B^n \cdot \cos \beta_{a_B^n} + a_B^T \cdot \sin \beta_{a_B^n}; \\
\varepsilon_3 &= -(\dot{\varphi})^2 \cdot \left(\frac{g_1 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + g_2 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_3 \cdot \sin(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_4 \cdot \sin(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_5 \cdot \sin(5 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{2 \cdot (c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)))^{1,5}} + \right. \\
&\quad \left. + \frac{h_1 + h_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + h_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + h_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + h_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{2 \cdot (f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)))^{1,5}} - \right. \\
&\quad \left. - \frac{l_1 + l_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + l_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{2 \cdot (k_1 + k_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + k_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)))^{1,5}} \right) \\
a_{S_2Y} &= a_{BY} + 0,5 \cdot \omega_2^2 \cdot R_1 \cdot \sin \beta_{a_{S_2B}^n} + 0,5 \cdot \varepsilon_2 \cdot R_1 \cdot \sin \beta_{a_{S_2B}^T}; a_{S_2} = \sqrt{(a_{S_2X})^2 + (a_{S_2Y})^2}
\end{aligned}
\right.$$

По полученным данным в геометрическом и кинематическом моделях, разрабатываем динамическую модель. Полученные динамические уравнения с учетом усилия необходимого для уплотнения, которое зависит от угла поворота кри- вошипа, масс звеньев и инерционных нагрузок сведены в систему:

$$\left\{
\begin{aligned}
\vec{P}_{\text{ин1}} &= -m_1 \cdot \vec{a}_{S_1}; P_{\text{ин1}} = m_1 \cdot a_{S_1}; \vec{P}_{\text{ин2}} = -m_2 \cdot \vec{a}_{S_2}; P_{\text{ин2}} = m_2 \cdot a_{S_2}; \vec{P}_{\text{ин3}} = -m_3 \cdot \vec{a}_{S_3}; P_{\text{ин3}} = m_3 \cdot a_{S_3}; \\
\tilde{M}_{\text{ин1}} &= -I_1 \cdot \tilde{\varepsilon}_1; M_{\text{ин1}} = I_1 \cdot \varepsilon_1; \tilde{M}_{\text{ин2}} = -I_2 \cdot \tilde{\varepsilon}_2; M_{\text{ин2}} = I_2 \cdot \varepsilon_2; \tilde{M}_{\text{ин3}} = -I_3 \cdot \tilde{\varepsilon}_3; M_{\text{ин3}} = I_3 \cdot \varepsilon_3; \\
R_C^\tau &= 0,5 \cdot P_{\text{ин3}} \cdot (\cos \beta_{P_{\text{ин3}}} \cdot \cos \psi_1 + \sin \beta_{P_{\text{ин3}}} \cdot \sin \psi_1) - 0,5 \cdot G_3 \cdot \sin \psi_1 + \frac{I_3 \cdot \varepsilon_3}{R} \\
R_A^\tau &= 0,5 \cdot P_{\text{ин2}} \cdot (\cos \beta_{P_{\text{ин2}}} \cdot \sin \beta + \sin \beta_{P_{\text{ин2}}} \cdot \cos \beta) - 0,5 \cdot G_2 \cdot \cos \beta + 0,5 \cdot Q(\varphi) + \frac{I_2 \cdot \varepsilon_2}{R_1} \\
\beta_{P_{\text{ин1}}} &= \beta_{a_{S_1}} + 180^\circ; \beta_{P_{\text{ин2}}} = \beta_{a_{S_2}} + 180^\circ; \beta_{P_{\text{ин3}}} = \beta_{a_{S_3}} + 180^\circ; \\
R_C^n &= \frac{R_C^\tau \cdot (\cos \psi_1 \cdot \tan \beta + \sin \psi_1) - P_{\text{ин3}} \cdot (\cos \beta_{P_{\text{ин3}}} \cdot \tan \beta + \sin \beta_{P_{\text{ин3}}}) + g \cdot (m_3 + m_2) +}{\cos \psi_1 - \sin \psi_1 \cdot \tan \beta} \\
&\quad + R_A^\tau \cdot (\sin \beta \cdot \tan \beta + \cos \beta) - P_{\text{ин2}} \cdot (\cos \beta_{P_{\text{ин2}}} \cdot \tan \beta + \cos \beta_{P_{\text{ин2}}}) \\
R_C &= \sqrt{(R_C^n)^2 + (R_C^\tau)^2}; R_{CX} = -R_C^n \cdot \sin \psi_1 - R_C^\tau \cdot \cos \psi_1; R_{CY} = R_C^n \cdot \cos \psi_1 - R_C^\tau \cdot \sin \psi_1 \\
R_A^n &= \frac{-R_C^n \cdot \sin \psi_1 - R_C^\tau \cdot \cos \psi_1 + P_{\text{ин3}} \cdot \cos \beta_{P_{\text{ин3}}} + P_{\text{ин2}} \cdot \cos \beta_{P_{\text{ин2}}} - R_A^\tau \cdot \sin \beta}{\cos \beta} \\
R_A &= \sqrt{(R_A^n)^2 + (R_A^\tau)^2}; R_{AX} = -R_A^n \cdot \cos \beta - R_A^\tau \cdot \sin \beta; R_{AY} = R_A^n \cdot \sin \beta - R_A^\tau \cdot \cos \beta \\
R_{BX} &= R_C^n \cdot \sin \psi_1 + R_C^\tau \cdot \cos \psi_1 - P_{\text{ин2}} \cdot \cos \beta_{P_{\text{ин2}}}; R_{BY} = -R_C^n \cdot \cos \psi_1 + R_C^\tau \cdot \sin \psi_1 + m_3 \cdot g - P_{\text{ин3}} \cdot \sin \beta_{P_{\text{ин3}}} \\
R_B &= \sqrt{(R_{BX})^2 + (R_{BY})^2}; \\
M_{\text{уп}} &= -R_A \cdot r \cdot \cos \beta_{R_A} \cdot \sin \varphi_1 + R_A \cdot r \cdot \sin \beta_{R_A} \cdot \cos \varphi_1 + 0,5 \cdot m_1 \cdot g \cdot r \cdot \cos \varphi_1 \\
R_{OX} &= R_A \cdot \cos \beta_{R_A} - P_{\text{ин1}} \cdot \cos \beta_{P_{\text{ин1}}}; R_{OY} = R_A \cdot \sin \beta_{R_A} + m_1 \cdot g - P_{\text{ин1}} \cdot \sin \beta_{P_{\text{ин1}}}; R_O = \sqrt{(R_{OX})^2 + (R_{OY})^2} \\
\beta_{R_C} &= \frac{R_{CY}}{|R_{CY}|} \cdot \arccos \left(\frac{R_{CX}}{R_C} \right); \beta_{R_A} = \frac{R_{AY}}{|R_{AY}|} \cdot \arccos \left(\frac{R_{AX}}{R_A} \right); \beta_{R_B} = \frac{R_{BY}}{|R_{BY}|} \cdot \arccos \left(\frac{R_{BX}}{R_B} \right)
\end{aligned}
\right.$$

По полученным математическим моделям реализована программа для ЭВМ в программном продукте MS Excel, в состав программы входят раздел исходных данных, геометрического расчета, кинематического расчета, динамического расчета с графическим отображением геометрии механизма (эскиз механизма), кинематики (планы скоростей и ускорений) и динамики (эскизы действия сил на звенья механизма).

В третьей главе, исходя из аналитических выражений геометрических, кинематических и динамических характеристик, разработана методика по определению наиболее рациональных параметров механизма на этапе начального проектирования по критериям наименьшей потребляемой мощности привода и габаритным размерам механизма.

Разработан блок уравнений, проведен расчет и анализ полученных данных с разными значениями длин кривошипа и коромысла, при этом значение размера шатуна зависит от размера рабочей плиты. Размер рабочей плиты напрямую зависит от того где этот механизм будет применяться. Длина рабочей плиты пропорционально влияет на мощность, затрачиваемую на уплотнение и производительность. Поэтому этот параметр является постоянным. А размеры кривошипа и коромысла дадут нам понимание при каких их значениях мы сможем снизить требуемую на уплотнение.

Из исследований ударно-вибрационного механизма кандидатом технических наук Кромским Е.И. получены следующие экспериментальные данные, угол подъема рабочего органа к поверхности прессуемого материала должен лежать в диапазоне от 10° до 20° . При слишком малых углах подъема механизма прессуемая смесь будет хуже попадать под рабочую плиту, что снижит эффективность прессования механизма.

Запишем вводные данные и ограничения:

Радиус кривошипа: $r=5\dots30$ мм, с шагом 2,5 мм;

Угол подъема рабочей плиты: $\beta=10\dots20^\circ$;

Длина рабочей плиты одинакова для всех вариантов: $L_{\text{раб}}=\text{const}$;

Усилие необходимое для уплотнения (прессования), принимаем единичным: $Q=1$;

Угловая скорость кривошипа одинакова для всех вариантов: $\omega_1=\text{const}$.

Дополнительно вводим безразмерные коэффициенты n_1 и n_2 равные:

$$n_1 = \frac{R}{r}; \quad n_2 = \frac{L_{\text{раб}}}{r}$$

Ограничениями значений безразмерных коэффициентов является кинематическая работоспособность механизма.

При проектировании любого механизма необходимо, что бы он имел наименьшие габариты, вес и потребляемую мощность, с учетом выполнения одной и той же работы. При всем этом выполнял необходимую работу. Для этого с учетом всех особенностей механизма мы определим наиболее рациональные размеры звеньев механизма, при котором будет наименьшее потребление энергии. Для этого запишем формулу баланса мощностей:

$$N_{\text{пот}} = \sum N_{\text{вн.сил}}$$

Где $N_{\text{пот}}$ – потребляемая мощность;

$\sum N_{\text{вн.сил}}$ – сумма работ внешних сил;

$$\sum N_{\text{вн.сил}} = N_{G_1} + N_{G_2} + N_{G_3} + N_{P_{\text{ин}1}} + N_{P_{\text{ин}2}} + N_{P_{\text{ин}3}} + N_{M_{\text{ин}1}} + N_{M_{\text{ин}2}} + N_{M_{\text{ин}3}} + N_{Q(\varphi)}$$

Где $N_{G_1}; N_{G_2}; N_{G_3}$ – мощности сил тяжести звеньев механизма;

$N_{P_{\text{ин}1}}; N_{P_{\text{ин}2}}; N_{P_{\text{ин}3}}$ – мощности сил инерции звеньев механизма;

$N_{M_{\text{ин}1}}; N_{M_{\text{ин}2}}; N_{M_{\text{ин}3}}$ – мощности моментов инерции звеньев механизма;

$N_{Q(\varphi)}$ – мощность силы, необходимой для уплотнения.

Предварительный анализ исследуемого ударно-вибрационного механизма показал, что силы тяжести, моменты и силы инерции составляют не более 5% от мощности прессования, поэтому в первом приближении считаем, что силы тяжести, инерции и моменты инерции равны нулю. То есть принимаем:

$$N_{\text{пот}} = N_Q$$

В свою очередь мощность силы Q определяется исходя из формулы:

$$N_Q = Q(\varphi) \cdot V_{S_2} \cdot \cos \widehat{QV_{S_2}}$$

Формула для крутящего момента принимает вид:

$$M = \frac{Q(\varphi) \cdot V_{S_2} \cdot \cos \widehat{QV_{S_2}}}{\omega_1}$$

Из полученных в предыдущей главе аналитических выражений, рассчитываем требуемую на кривошипе мощность и процент ее изменения относительно максимального значения в зависимости от коэффициента n_1 . Полученные данные сведены в графики, изображённые на рисунке 4.

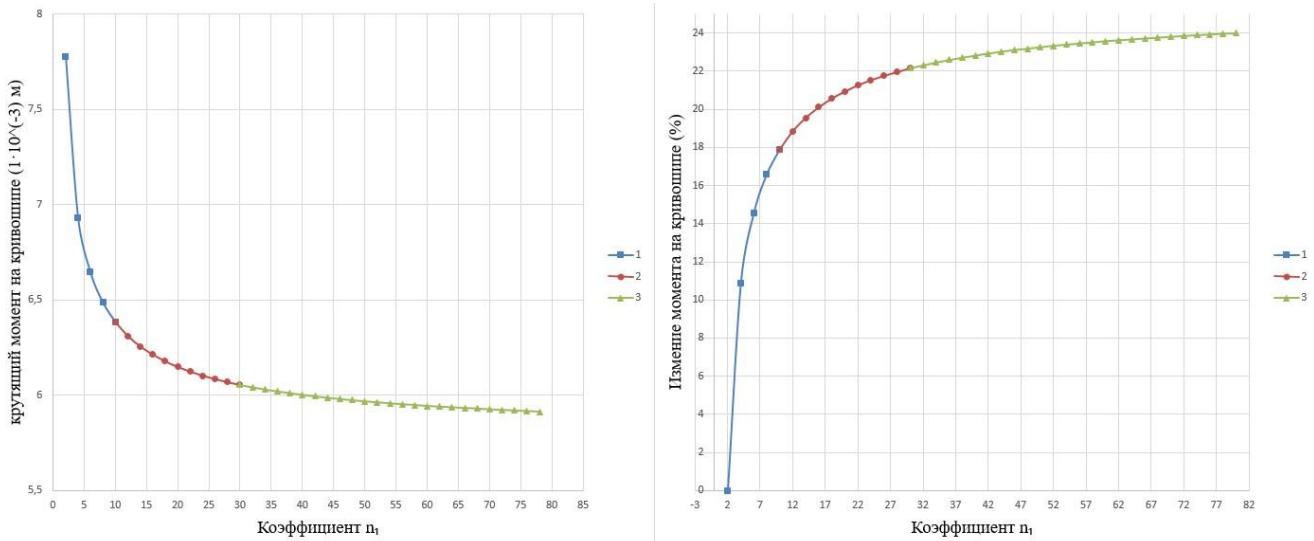


Рисунок 4. Графики зависимости требуемого момента на кривошипе (слева) и её изменения в процентах (справа) относительно коэффициента n_1 .

Как видно из графиков с увеличением числа n момент на кривошипе уменьшается, однако при этом увеличивается габарит всего механизма. Каждый из графиков можно разделить на 3 части: 1 – быстрое падение крутящего момента (интервал от 2 до 10); 2 – среднее падение крутящего момента (интервал от 10 до 30) и 3 – медленное падение крутящего момента (интервал от 30 до 85). Наиболее рациональным считаем функцию 2, где происходит среднее изменение, именно на этом интервале от 10 до 30 соотношение крутящего момента и габаритных размеров является наиболее оптимальным.

Дальнейшее исследование показало, что при одном значении коэффициента n_2 угол подъема при всех радиусах кривошипа одинаковый, то есть угол подъема зависит только от коэффициента n_2 . На рисунке 5 изображен график зависимости угла подъема плиты от коэффициента n_2 .

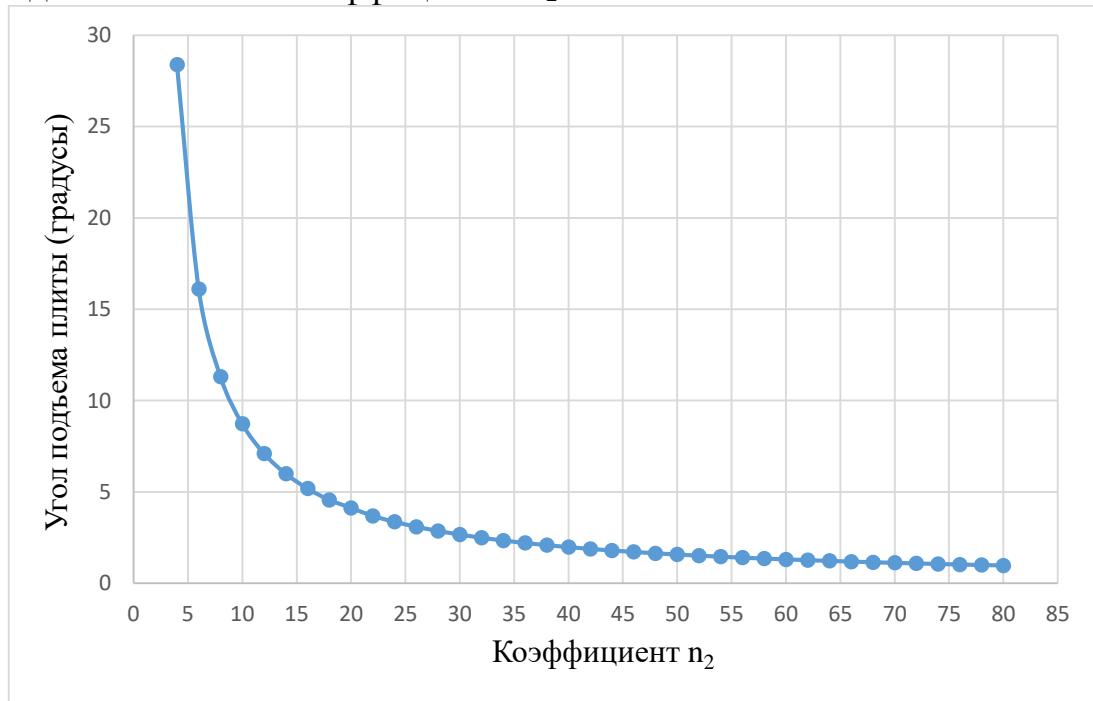


Рисунок 5. Зависимость угла подъема плиты относительно коэффициента n_2 .

Из полученного графика видно, что отношение длины рабочей к радиусу кривошипа не должно быть меньше 5, так как при меньшем значении угол подъема становится больше 20° , при значениях более 9 угол становится намного меньше 10° , при $n_2=9$ угол подъема составляет около 10° . Из этого мы можем сделать вывод, что коэффициент n_1 должен лежать в пределах от 5 до 9.

Получаем итоговую систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} L_{\text{раб}} - \text{принимаем конструктивно;} \\ R_1 = \frac{L_{\text{раб}}}{\cos \beta_0}; \beta_0 - \text{принимаем конструктивно;} \\ r = \frac{L_{\text{раб}}}{n_2}; \text{ где } n_2 = 5 \dots 9; \\ R = n_1 \cdot r; \text{ где } n_1 = 10 \dots 30 \end{array} \right.$$

При меньших значениях n_2 мы получим больший угол подъема плиты, при этом у нас увеличивается крутящий момент на кривошипе, поэтому рекомендуется для уменьшения крутящего момента брать большие значения коэффициента n_1 .

При больших значениях n_1 крутящий момент на кривошипе уменьшается, однако увеличиваются габариты механизма, изменение параметра n почти не влияет на угол подъема рабочей плиты. При это в интервале от 10 до 20 уменьшение крутящего момента идет по более крутой линии чем на последующих интервалах, а изменение габарита происходит наоборот по более крутой кривой. Поэтому для того чтобы попасть в наиболее оптимальные значения по крутящему моменту и габариту рекомендуется принимать диапазон вблизи значения 20.

В четвертой главе, произведен расчет четырехзвенного механизма для экспериментального стенда, для формования бетонных блоков размера 250мм*120мм*65мм, для последующего сравнения теоретических результатов с экспериментальными.

Исходными данными для расчета являются:

$B=120$ мм – ширина рабочей плиты; $L_{\text{раб}}=90$ мм – длина рабочей плиты; $q=0,5$ МПа – давление сжатия уплотняемого материала, в нашем случае бетона принято в первом приближении, в последующем при проведении эксперимента получим его экспериментальное значение и внесем поправки в проведенный расчет.

По рассмотренной в предыдущей главе рекомендациям принимаем рациональные размеры звеньев механизма: $r=10$ мм – радиус кривошипа; $R=180$ мм – радиус коромысла, по которым проводим геометрический, кинематический и динамический анализ механизма в разработанной на ЭВМ программе.

Проведено сравнение средней потребляемой мощности ударно-вибрационным механизмом по сравнению с существующими механизмами – трамбующим бруском и механизмом зонного нагнетания. Сравнение показало уменьшение средней потребляемой мощности в 2,95 и 2,06 раза, пиковой в 2,65 и 1,87 раза соответственно. Полученные результаты говорят о повышении экономической эффективности укладывающей машины. На рисунке 6 показана гистограмма средних потребляемых мощностей механизмами уплотнения.

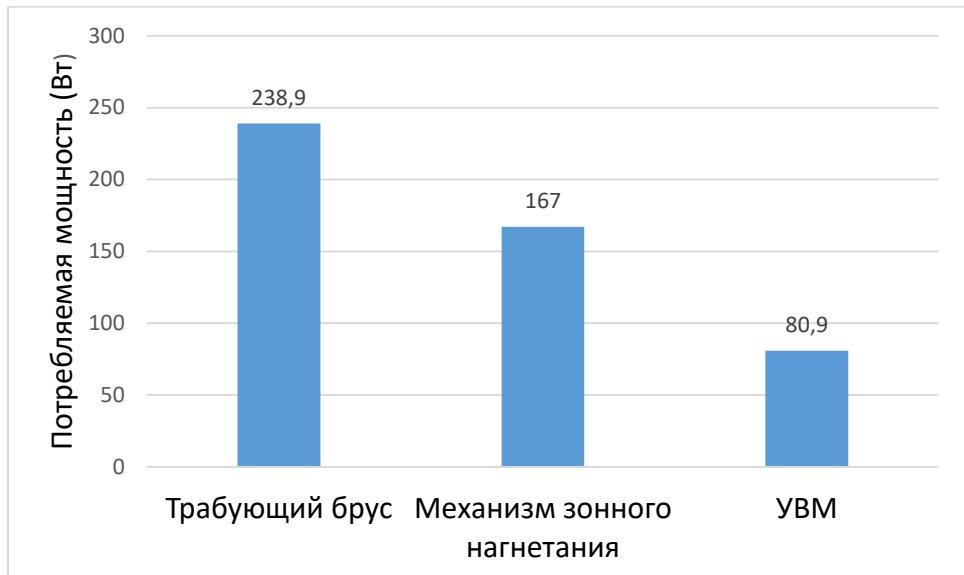


Рисунок 6. Гистограмма средних потребляемых мощностей механизмами уплотнения.

В пятой главе «Экспериментальные исследования эффективности ударно-вибрационного механизма» проведены экспериментальные исследования рассматриваемого механизма, направленные на подтверждение достоверности математической модели, полученной теоретическим путем. Испытания проводились в лаборатории «Строительных-дорожных и специальных машин» кафедры «Колесные и гусеничные машины» ЮУрГУ на специально разработанной экспериментальной установке, оснащенной необходимыми измерительными приборами (рисунок 7). Разработанная установка имеет следующие технические параметры: радиус кривошипа 10 мм, радиус коромысла 180 мм, длину рабочей плиты 90 мм, массу 120 кг, габаритные размеры 500*2000*1500 мм, максимальную частоту ударных импульсов 3.1 Гц, мощность привода 3 кВт, размеры формуемых образцов 250*120*65 мм (3 штуки) или 750*120*65 мм (1 шт).



Рисунок 7. Общий вид экспериментальной формовочной установки.

Исследования проводились для трех видов бетона: средняя прочность бетонного образца принимаем 12 МПа с подвижностью по осадке конуса 4...5 см;

средняя прочность бетонного образца принимаем 12 МПа при жесткости бетонной смеси 20 с и средняя прочность бетонного образца принимаем 16 МПа при жесткости бетонной смеси 20 с. Для каждого из этих видов бетона рассчитан состав и теоретическая плотность.

В ходе экспериментальных исследований проводилось формование бетонных образцов, удалось экспериментально получить значение давление сжатия уплотняемого материала и потребляемой в этот момент электродвигателем мощности для разных видов бетона. По полученным значениям давлений сжатия были пересчитаны кинематические и динамические параметры механизма для каждого вида бетона. Для полученных образцов бетона определили экспериментальные значения прочности на сжатие и коэффициента уплотнения. Исследование прочности на сжатие проводились в лаборатории кафедры «Строительные материалы и изделия» ЮУрГУ.

В результате эксперимента подтверждена работоспособность ударно-вибрационного механизма, определены затрачиваемая на уплотнение средняя мощность, отклонение которой от рассчитанной теоретически составляет 9,6%, для каждого вида бетона отобрано по 10 образцов, для которых определены прочность и коэффициент уплотнения, результаты обрабатывались методами математической статистики. На рисунке 8 изображена зависимость прочности полученных образцов и коэффициента уплотнения от вида бетона.

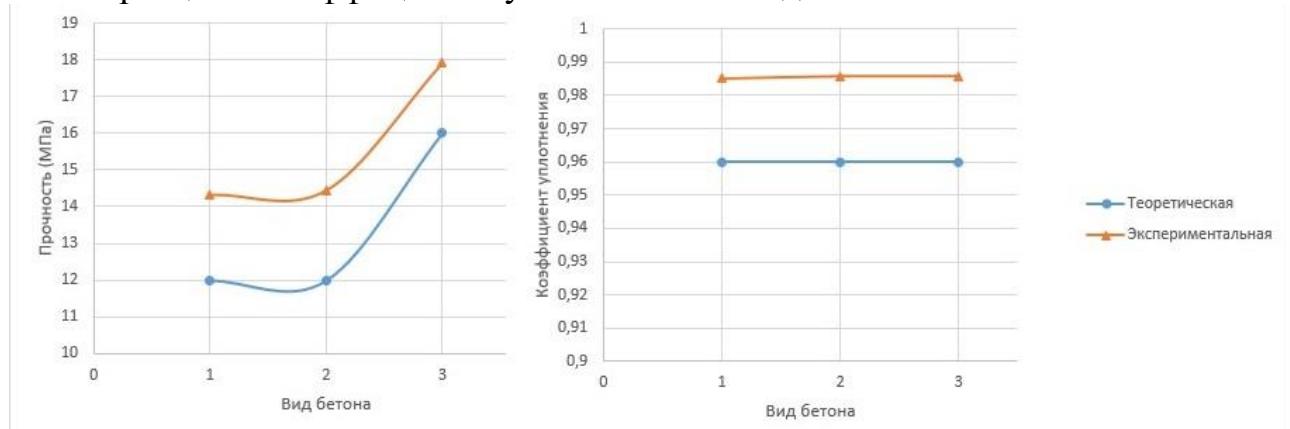


Рисунок 8. График зависимости прочности и коэффициента уплотнения полученных образцов от вида бетона.

Прочность образцов бетона, в зависимости от его вида, в сравнении с теоретической повысилась в 1,12-1,2 раза, а коэффициент уплотнения в 1,027 раза.

Ударно-вибрационный механизм позволяет уплотнять жесткие бетонные смеси, применение жесткой бетонной смеси обеспечивает экономию цемента на 30%.

Технические решения, сделанные на базе диссертационных исследований, защищены патентами на полезные модели №176735 «Бетоноукладчик» и №199875 «Устройство для глубокого уплотнения грунтов», которые позволяют повысить эффективность уплотнения композиционных материалов и снизить энергоемкость используемого оборудования.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИИ

1. Разработана математическая модель функциональной системы ударно-вибрационного механизма, которая является оригинальной, поскольку модели, имеющиеся в технической литературе, отличаются приложением нагрузки и компоновкой четырехзвенного механизма.
2. Разработан метод определения геометрических, кинематических и динамических характеристик ударно-вибрационного механизма, отличающийся аналитическим выражением.
3. Разработана методика определения рациональных параметров ударно-вибрационного механизма, в составе машины для уплотнения заданной производительности по критерию минимальной потребляемой мощности. Получены значения коэффициентов $n_1=10\dots30$ и $n_2=5\dots9$ для определения оптимальных значений размеров механизма на этапе начального проектирования.
4. В ходе испытания ударно-вибрационного механизма на экспериментальном стенде, были подтверждены технологические возможности и преимущества этого механизма в сравнении с существующей технологией уплотнения: коэффициент уплотнения образцов бетона увеличился в 1,027 раза, а прочность в 1,12-1,2 раза.
5. Сравнение теоретических и экспериментальных результатов показали, что максимальное расхождение по потребляемой мощности составляет 9,6 %.
6. Внедрение нового ударно-вибрационного механизма для уплотнения бетонной смеси позволяет уменьшить потребление мощности в 2-3 раза по сравнению с существующими аналогами и добиться экономии цемента на 30% за счет применения жестких бетонных смесей.

Перспективы дальнейшей разработки темы

Разработанную математическую модель, алгоритмы аналитического расчета и методику определения рациональных параметров ударно-вибрационного механизма в дальнейшем планируется применять для исследования поведения механизма при уплотнении других композиционных материалов, а также для проектирования нового оборудования для уплотнения и прессования.

Основные положения диссертации опубликованы:

В изданиях, рекомендованных ВАК России:

1. Кромский Е.И. Перспективы развития техники для строительства автомобильных дорог с твердым цементобетонным покрытием / Е.И. Кромский, С.В. Кондаков, М.А. Асфандияров // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроения». – 2018. – Т.18, №3. – С. 30–38. DOI: 10.14529/engin180304
2. Асфандияров М.А. Математическое моделирование модернизированного ударно-вибрационного механизма / М.А. Асфандияров, Е.И. Кромский, К.В. Ившина, Р.Р. Ахметшина // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроения». – 2019. – Т.19, №4. – С. 5–12. DOI: 10.14529/engin190401

3. Тиллоев К.З. Теоретическое и экспериментальное исследование процесса глубокого уплотнения грунта конусным раскатчиком / К.З. Тиллоев, С.В. Кондаков, М.А. Асфандияров // Известия вузов. Горный журнал. 2021. № 3. – С. 60–70. DOI: 10.21440/0536-1028-2021-3-60-70

4. Кондаков, С.В. Математическое моделирование устройства для глубокого уплотнения грунтов / С.В. Кондаков, М.А. Асфандияров, К.А. Гундарев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 2. – С. 52–59. DOI: 10.14529/engin210206

В других изданиях:

5. Кондаков С.В. Обоснование параметров ударно-вибрационного механизма уплотнения бетонной смеси для бетоноукладчика на гусеничном ходу /С.В.Кондаков, Е.И.Кромский, М.А. Асфандияров// Всероссийская научно-практическая конференция – Челябинск: ОУ ВО «Южно-Уральский институт управления и экономики», 2018. – С. 148–155.

6. Kromsky E.I. Mathematical model of the mechanism for sealing hardly deformable material/ E.I. Kromsky, S.V. Kondakov, M.A. Asfandiarov // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019) Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer Nature Switzerland AG 2020. – Р. 11–19. https://doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9_2

7. Asfandiarov M.A. Development of methods for the computer calculation of a new composite materials compaction mechanism / M.A. Asfandiarov, E.I. Kromsky, K.Z. Tilloev // Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020) Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer Nature Switzerland AG 2021. – Р. 71–78. https://doi.org/10.1007/978-3-030-54814-8_8

Патенты на полезную модель:

8. Пат. № 199875 Российская Федерация. Устройство для глубокого уплотнения грунтов/ Е.И. Кромский, С.В. Кондаков, К.А. Гундарев, К.З. Тиллоев, М.А. Асфандияров заявитель и патентообладатель Е.И. Кромский, С.В. Кондаков, К.А. Гундарев, К.З. Тиллоев, М.А. Асфандияров № 2020109847 заявл. 05.03.2020; опубл. 24.09.2020.

Асфандияров Марат Андреевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАШИНЫ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ ПУТЕМ
СОЗДАНИЯ НОВОГО УДАРНО-ВИБРАЦИОННОГО МЕХАНИЗМА**

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов
и детали машин

Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Издательский центр
Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. Печ. Л. 1,0. Уч. –изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ .
УОП Издательства 454080, г.Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.
