

**Институт машиноведения, автоматики и геомеханики
Национальной академии наук Кыргызской Республики
Кыргызский государственный технический университет
им. И. Раззакова**

Диссертационный совет Д 05.24.703

На правах рукописи
УДК 621.01

Кынатбекова Нуржамал Нуржановна

**Динамика ударного механизма переменной структуры
с динамической связью**

05.02.18 – теория механизмов и машин

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Бишкек 2025

Диссертационная выполнена в лаборатории «Камнедобывающие комплексы» Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики.

Научный руководитель: **Усубалиев Женишбек**, кандидат технических наук, профессор, главный научный сотрудник Института машиноведения, автоматики и геомеханики НАН КР.

Официальные оппоненты: **Садиева Анаркуль Эсенкуловна**
доктор технических наук, профессор
(заведующий кафедрой «Машины и аппараты пищевых производств» Государственного технического университета им. И. Раззакова).

Аканов Доолотбек Кусейинович
кандидат технических наук, доцент
(заведующий кафедрой «Физика и инженерная технология» Ыссык-Кульского государственного университета им. К. Тыныстанова)

Ведущая организация: Кыргызский национальный аграрный университет, кафедра «Прикладной механики, физики и инженерной педагогики» (720005, г. Бишкек, ул. Медерова 68).

Защита состоится в 16:00 часов 05 марта 2025 года на заседании диссертационного совета Д 05.24.703 по защите диссертаций на соискание ученой степени кандидата технических наук при Институте машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики Кыргызском Государственном техническом университете им. И. Раззакова Министерства образования и науки Кыргызской Республики по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрыбина, 23. Идентификационный код онлайн трансляции защиты <https://vc.vak.kg/b/052-xlj-xui-jwa>.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеках организаций, при которых создан диссертационный совет и на сайте <https://imash.kg>.

Автореферат разослан «29» января 2025 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
Д.05.24.703, к.т.н., с.н.с

Эликбаев К.Т.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации. В настоящее время в Кыргызстане приняты существенные меры по повышению потенциала регионов в области промышленного и гражданского строительства, развития добывающей горнорудной промышленности (угля, природных камней и т.д.). Развитие строительства и реконструкция автомобильных дорог предусмотрены в программе Правительства КР.

Значительный объем строительных и ремонтных работ выполняется с помощью ручных машин и механизированных инструментов, предназначенных для выполнения технологических операций при кратковременном воздействии ударных нагрузок на объект. Механические ударные механизмы обладают низкой долговечностью из-за высокой интенсивности ударных нагрузок, значительно превышающих статические нагрузки, действующих на их элементы. Поэтому обоснование конструктивной схемы механизма, где реактивные силы от удара, разрушающие сам механизм, минимальны, и создание на основе этой схемы конструкции ударного устройства является актуальной задачей.

Связь темы диссертации с крупными научными программами (проектами) и основными научно-исследовательскими работами. Связь темы диссертации с крупными научными программами и основными научно-исследовательскими работами: данная работа выполнена в соответствии с планами научно-исследовательских работ Института машиноведения НАН КР по проектам: «Техника и технология для приоритетных отраслей промышленности Кыргызской Республики» (2015 – 2017 гг.), «Разработка импортозамещающей техники и технологий для приоритетных отраслей промышленности Кыргызстана» (2018 – 2020 гг.), «Исследование, создание и совершенствование энерго- и материалосберегающих машин и оборудования для промышленности, строительства и сельского хозяйства» (2021 – 2023 гг.).

Цель и задачи исследования. Целью работы является исследование динамики ударного механизма переменной структуры (МПС) с динамической связью и выявление закономерностей, на основе которых может быть осуществлен прогноз и выбор рациональных параметров конструкции ручных ударных механизмов, отличающихся простотой, повышенной надежностью и долговечностью.

Задачи исследования:

- обзор и сравнительный анализ схем ручных ударных механизмов для разрушения и обработки природного камня и других твердых материалов;
- разработка классификации ручных ударных механизмов;
- рассмотрение методов теоретического исследования кинематики, кинестатики и динамики ударного механизма переменной структуры с динамической связью;

- обоснование и разработка конструктивной схемы ручного ударного механизма переменной структуры с динамической связью;
- обзор и анализ аналитических методов исследований кинематики ручных ударных механизмов;
- составление математической модели движения ударной массы;
- разработка методики и алгоритм расчета геометрических параметров ударного механизма;
- исследование кинетостатики и установление динамических характеристик ударного механизма переменной структуры с динамической связью;
- разработка конструкции ручного ударного механизма переменной структуры с динамической связью;
- разработка методики проведения экспериментальных исследований ручного ударного МПС с динамической связью;
- анализ результатов экспериментальных исследований и сопоставление теоретическими данными.
- выработка рекомендаций по совершенствованию конструкции.

Научная новизна работы заключается в:

- дополнении классификации ручных ударных механизмов по характеру преобразования структуры;
- разработке математической модели ударного механизма с динамической связью, учитывающей момент сил импульса при движении механизма во время отскока ударной массы и выходе ее на периферию вращения;
- разработке методики определения кинематических, кинетостатических и динамических характеристик ударного механизма, позволяющей определить его рациональные параметры.

Практическая значимость полученных результатов:

- разработана инженерная методика определения рациональных параметров ударного механизма переменной структуры с динамической связью;
- разработана конструкция экспериментальных образцов двухмассового ударного МПС с динамической связью с энергией удара 50 и 100 Дж;
- разработан стенд для проведения экспериментального исследования ударного МПС с динамической связью;
- разработаны рекомендации по обеспечению устойчивой работы ударного механизма.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

1. Расширенная классификация ручных ударных механизмов, позволяющая определить место механизмов переменной структуры.
2. Математическая модель двух массового ударного механизма переменной структуры с динамической связью, описывающая движение звеньев на различных фазах рабочего цикла:

- процесс отскока ударной массы, определяющий закономерность движения ударной массы в момент соударения и после него;
 - выход ударной массы в предупредное положение, определяющий режим выхода ударной массы на периферию вращения.
3. Методика кинестатического анализа ударного механизма с динамической связью при неравномерном вращении кривошипа с учетом влияния колебания угловой скорости ведущего звена на реактивные силы.
 4. Методика расчета параметров ручного ударного МПС с динамической связью, позволяющая определить рациональное соотношение длин звеньев кривошипа и шатуна.

Личный вклад соискателя.

Все результаты, представленные в диссертационной работе и имеющие научную новизну, получены автором под руководством научного руководителя.

В совместных работах [1-11, 16] Усубалиеву Ж. принадлежит постановка задачи исследования, а соавторам Эликбаеву К.Т. и Райымбабаеву Т.О. — помощь в выборе измерительной аппаратуры, разработке рабочего проекта ударного механизма и техническая поддержка экспериментальных исследований.

В работах [12, 14, 15] Еремянцу В.Э. принадлежит постановка задачи исследования, а также оказание помощи при составлении математической модели ударного механизма без учета внешних сил.

Апробация результатов исследований. Основные результаты диссертационной работы обсуждены на конференциях: Международная научно-практическая конференция «Теория машин и рабочих процессов», посвящённая 80-летию А.В. Фролова (ИМаш НАН КР, г. Бишкек, 2016 г.); X Международная конференция молодых ученых и студентов «Современные техника и технологии в научных исследованиях» (Научная станция РАН, г. Бишкек, 2018 г.); Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы информатики, механики и робототехники. Цифровые технологии в машиностроении» (ИМаш РК, г. Алматы, 2018 г.); республиканская летняя школа молодых ученых-механиков, посвящённая 75-летию профессора С. Абдраимова (ОшТУ им. Адышева, г. Ош, 2019 г.); Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы механики машин» (ИМА НАН КР, г. Бишкек, 2019 г.); конференция молодых ученых Китая и стран Евразии (КДДС ШОС, г. Пекин, 2019 г.); VII Международная сетевая научно-практическая конференция «Интеграционные процессы в научно-техническом и образовательном пространстве» (КГУСТА им. Исанова, г. Бишкек, 2021 г.); IX международная научно-практическая конференция (НИЦ МС, г. Санкт-Петербург, 2021 г.);

Международная научно-практическая конференция «Теория машин и рабочих процессов» (ИМА НАН КР, г. Бишкек, 2021 г.); Международная научно-практическая конференция «Наука, образование, инновации и технологии: оценки, проблемы, пути решения» (ИМА НАН КР, г. Бишкек, 2022 г.); Международная

научно-практическая конференция «Теория машин и автоматизация технологических процессов», посвященная 100-летию академика О.Д. Алимова (ИМА НАН КР, г. Бишкек, 2023 г.); Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы и перспективы развития фундаментальных и прикладных наук в эпоху цифровизации» (ОшТУ, г. Ош, 2024 г.).

Полнота отражения результатов диссертации в публикациях. По результатам выполненных исследований опубликовано 16 печатных работ, в том числе 3 - в зарубежных изданиях входящих в базу РИНЦ, 1 – единокличная.

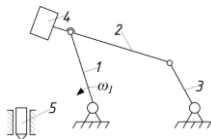
Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения и Приложения. Содержит 139 страниц машинописного текста, включающего 9 таблиц, 79 рисунков, библиографический список из 70 наименований и 13 приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана общая характеристика работы, обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи исследования, изложены основные положения, выносимые на защиту, отражена научная новизна и направления практической реализации результатов исследования.

В первой главе рассмотрена область применения ручных ударных механизмов таких как: горное дело, строительство, дорожно-ремонтные работы, переработка камня и технологические процессы в машиностроении, где целесообразно применение ручных механических ударных механизмов, которые характеризуются экономичностью и мобильностью. Благодаря своей компактности и портативности, эти механизмы могут использоваться в различных условиях и на разных объектах.

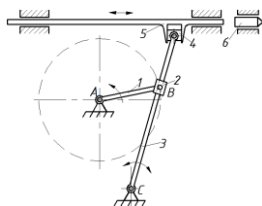
Ударные механизмы по принципу работы, конструктивному исполнению, приводу, области применения и т.д. весьма разнообразны. Среди них существуют механические ударные механизмы постоянной (рисунок 1) и переменной структуры (рисунок 2). Последние отличаются тем, что в процессе работы различными способами (кинематически, динамически, геометрически и др.) за один цикл меняют структуру – с постоянной на переменную и обратно, т.е. меняют степень подвижности.



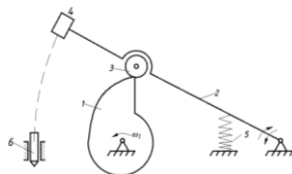
а) Кривошипно-коромысловый ударный механизм



б) Кривошипно-ползунный механизм



в) Кулисный механизм

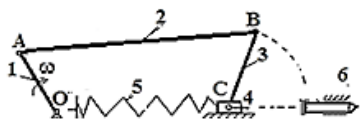


г) Кулачковый ударный механизм

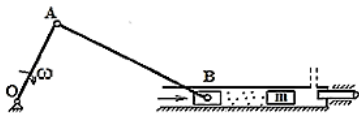
Рисунок 1 – Механизмы постоянной структуры

В механизмах постоянной структуры из-за наличия жестких связей между звеньями при передаче энергии удара объекту реактивная сила передается исполнительному органу и последующим звеньям, что отрицательно влияет на прочность, долговечность и надежность механизма.

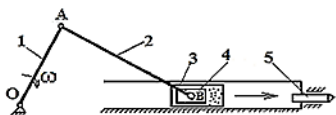
Ударные механизмы переменной структуры отличаются тем, что непосредственно перед передачей энергии меняют подвижность с двух на одно за счет упругости пружины (рисунок 2 а), упругости сжимаемой среды (рисунок 2 б, в) или инерционных сил ударной массы (рисунок 2 г), а в момент передачи энергии, разрываются жесткие связи между звеньями, и действие реактивной силы на опоры минимальны, что увеличивает долговечность таких механизмов. При дальнейшем движении ведущего звена механизм вновь возвращается в первоначальное двух подвижное состояние.



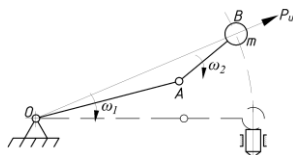
а) ударный механизм с механическим замыканием



б) ударный механизм с силовым замыканием



в) ударный механизм с кинематическим замыканием



г) ударный механизм с динамическим замыканием

Рисунок 2 - Механизмы переменной структуры

Разработана классификация ручных ударных машин по наиболее отличающимся признакам, которая показывает, что изменение структуры переключения механизмов осуществляется разными способами такими как: механическим (рисунок 2 а), кинематическим (рисунок 2 в), силовым (рисунок 2 б) и динамическим замыканием (рисунок 2 г).

Среди них наиболее перспективной с точки зрения надежности и долговечности является МПС с динамической связью. Ударными МПС с динамической связью занимались такие ученые как: Г.С. Мигренко, В.Н. Евграфов, А.А. Рыков, В.Ф. Хон, В.В. Виноградов, Г.К. Шрейбер, Г.М. Сорокин, Т. А. Полянская, М.Я. Шашин, В.В. Волынкин, В.К. Манжосов и др.

Авторами Г.С. Мигренко, В.Н. Евграфов, А.А. Рыков, В.Ф. Хон были составлены математические модели движения двух массовых механизмов. На основе уравнений Лагранжа второго рода, предполагая, что сумма действующих моментов сил равна нулю и пренебрегая силами сопротивления, записали уравнения в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= 0 \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

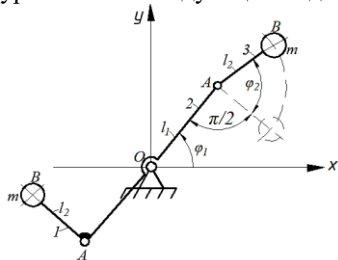


Рисунок 3 - Расчетная схема ударного возбудителя центробежного типа

где φ_1 и φ_2 – обобщенные координаты кривошипа и шатуна; $\dot{\varphi}_1$ и $\dot{\varphi}_2$ – обобщенные скорости кривошипа и шатуна; T – кинетическая энергия механизма.

И окончательно получили следующие выражения движения кривошипа и шатуна:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_1^2 (J_p + 2J_{\delta B} + 2ml_1^2 + 2ml_2^2) + \ddot{\varphi}_2^2 (J_{\delta B} + ml_2^2) + 2ml_1l_2\ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_2 + \\ + 2ml_1l_2\dot{\varphi}_1 \cos \varphi_2 + ml_1l_2\ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + ml_1l_2\dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_2 = 0; \\ \ddot{\varphi}_1^2 (J_{\delta B} + ml_2^2) + \ddot{\varphi}_2^2 (J_{\delta B} + ml_2^2) + ml_1l_2\ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_2 - ml_1l_2\dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_2 = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где l_1, l_2 – соответственно длины кривошипа и шатуна, $\ddot{\varphi}_1$ и $\ddot{\varphi}_2$ – угловые ускорения кривошипа и шатуна, m – ударная масса, J_p и $J_{\delta B}$ – моменты инерции кривошипа относительно оси вращения O и бойка относительно центра масс B .

В.К. Манжосов решая уравнение (1) предложил математическую модель движения шатуна:

$$\dot{\varphi} = \pm \dot{\varphi}_1 \sqrt{2(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}, \quad (3)$$

где $\dot{\varphi}_1$ – угловая скорость ротора, φ – угол поворота шатуна относительно кривошипа, φ_0 – начальное положение шатуна.

Вышеприведенные зависимости (2) и (3) были получены аналитическими и экспериментальными методами.

Однако, эти математические модели, предложенные ими, не соответствуют реальности, т.к. в них не учтены: момент сил инерции M_{P_u} , движущий момент

$M_{ов.}$, момент сопротивления M_c , которые существенно влияют на закон движения ударной массы и самого механизма.

Во второй главе «Методы и методология исследования ударного механизма» рассмотрены вопросы использования методов кинематического, кинетостатического, динамического и экспериментального исследования в задачах комплексного исследования ударного механизма переменной структуры с динамической связью. **Объектом исследования** является ударный механизм переменной структуры с динамической связью. **Предметом исследования** являются закономерности изменения структуры механизма в течение цикла и взаимодействие звеньев механизма с учетом инерционных и внешних нагрузок.

В третьей главе «Исследование кинематики ударного механизма переменной структуры с динамической связью» рассматривается кинематика ударного механизма, которая характеризуется тремя стадиями движения — это движение звеньев механизма во время отскока бойка (после соударения), движение звеньев во время раскрытия шатуна (выход ударной массы на периферию вращения) и совместное движение кривошипа и шатуна, как одно звено (выстраивание оси кривошипа и шатуна в одну линию). При этом в первых двух стадиях механизм является двух подвижным, а в третьей стадии переходит в одноподвижный механизм (в результате замыкания).

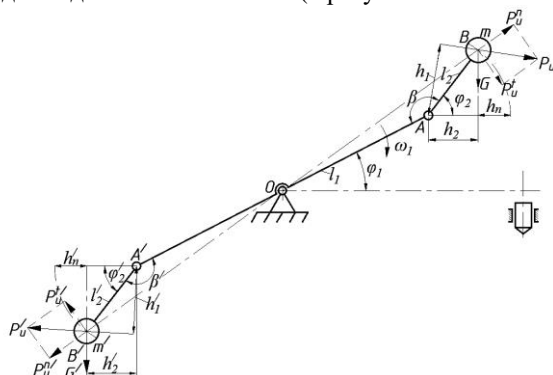


Рисунок 4 – Расчетная схема ударного МПС с динамической связью для двух ударных масс

Для описания математической модели движения ударных масс механизма составлена расчетная схема (рисунок 4), которая состоит из трех звеньев – кривошипа (ротора) AA' длиной l_1 , шатуна AB длиной l_2 и второго шатуна $A'B'$ длиной l_2' , где точки A и A' являются шарнирами. Кривошип вращается с угловой скоростью $\dot{\varphi}_1$, положение кривошипа определяется углом φ_1 .

Положение первого шатуна определяется углом φ_2 , а второго шатуна углом φ_2' (см. рисунок 4), следовательно их угловая скорость – $\dot{\varphi}_2$ и $\dot{\varphi}_2'$. Массы шатунов m и m' сосредоточены в точке B и B' , а масса кривошипа в точке O .

Составлено уравнение движения рассматриваемого механизма с использованием уравнение Лагранжа 2-рода:

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} &= M_{\partial \phi} - \sum M_c \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} &= M_{P_u} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2'} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2'} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2'} &= M_{P_u}'
\end{aligned} \tag{4}$$

где φ_2' и $\dot{\varphi}_2'$ – обобщенные координаты и скорости соответственно второго шатуна; Π – потенциальная энергия механизма.

Получена общая математическая модель (5), для различных стадий движения механизма, на основе уравнения Лагранжа 2-рода с учетом всех факторов оказывающих влияние на его кинематические характеристики:

$$\begin{aligned}
&J_1 \ddot{\varphi}_1 + m l_1^2 \ddot{\varphi}_1 + m l_1 l_2 \ddot{\varphi}_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) - m l_1 l_2 \dot{\varphi}_2^2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) + m' l_1^2 \ddot{\varphi}_1 + \\
&+ m' l_1 l_2' \ddot{\varphi}_2' \cos(\varphi_2' - \varphi_1) - m' l_1 l_2' \dot{\varphi}_2'^2 \sin(\varphi_2' - \varphi_1) = M_{кр} \eta - \left(R_{01} r_{y,k} k + R_{12} r_{y,u} k + R_{13} r_{y,u} k' \right); \\
&m l_2^2 \ddot{\varphi}_2 + m l_1 l_2 \ddot{\varphi}_1 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) + m l_1 l_2 \dot{\varphi}_1^2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) + m g l_2 \sin \varphi_2 = \\
&= \left(\dot{\varphi}_1^2 + \ddot{\varphi}_1 \right) \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2 l_1 l_2 (\varphi_2 - \varphi_1)} \cdot m h_1; \\
&m' l_2'^2 \ddot{\varphi}_2' + m' l_1 l_2' \ddot{\varphi}_1 \cos(\varphi_2' - \varphi_1) + m' l_1 l_2' \dot{\varphi}_1^2 \sin(\varphi_2' - \varphi_1) + m' g l_2' \sin \varphi_2' = \\
&= \left(\dot{\varphi}_1'^2 + \ddot{\varphi}_1' \right) \sqrt{l_1'^2 + l_2'^2 - 2 l_1' l_2' \cos(\varphi_2' - \varphi_1)} \cdot m' h_1.
\end{aligned} \tag{5}$$

где $\ddot{\varphi}_2'$ – угловое ускорение второго шатуна; J_1 – момент инерции кривошипа относительно оси вращения; R_{01} – реактивная сила в опоре O , $r_{y,k}$ – радиус цапфы кривошипа; k – коэффициент трения качения; R_{12} и R_{13} – реактивные силы в шарнирах A и A' ; $r_{y,u}$ и $r_{y,u}'$ – радиусы цапфы шатунов; h_1 и h_1' – плечо силы инерций $\overline{P_u}$ и $\overline{P_u}'$ относительно шарниров A и A' .

Установлено, что уравнение (5) аналитическому решению не поддается, так как в зависимости находятся несколько неизвестных переменных, которые усложняют ее решение. При аналитическом решении принятые допущения (движущий момент, момент сопротивления и моменты сил инерции) приравненные нулю, опять приведут к уравнению свободного колебания. Если приравнять эти моменты, какому то числовому значению, то это тоже не будет полностью описывать движение ударных масс, так как все силы и моменты, действующие на механизм, взаимозависимы и меняются в каждом положении механизма.

При исследовании ударных механизмов за начальное условие применяются положения и скорости бойка после отскока, задаваемые, как правило, исходя из практики. В нашем же случае величину отскока однозначно сказать трудно, так как шатун с массой (ударником), присоединенный к кривошипу шарнирно, может

отклониться на некоторый угол по инерции от импульса ударной силы, который в свою очередь зависит от множества факторов, таких как: скорость и время соударения, масса и конфигурация соударяемых тел, сила сопротивления движению.

Исследования процесса отскока ударной массы от волновода и выхода её на ударную позицию за один цикл рассмотрены двумя способами: с учетом моментов импульса сил и моментов сил инерций, и с учетом коэффициента восстановления скорости.

В первом способе, при наличии момента импульса сил составлено система уравнений движения кривошипа и шатуна в момент удара и после него, и интегрированием по времени получены угловая скорость и углы поворота кривошипа и шатуна в момент удара:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{M_{\text{дв.}} - P_{y\partial}(l_1 + l_2) - R_{01} \cdot r_y \cdot k}{I_1} t \\ \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{-P_{y\partial}l_2 + R_{12} \cdot r_{y.u} \cdot k + mgh_2}{I_2} t \end{array} \right. \quad 0 \leq t \leq t_{\text{сойд.}} \quad (6)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_1 = \frac{M_{\text{дв.}} - P_{y\partial}(l_1 + l_2) - R_{01} \cdot r_y \cdot k}{I_1} t^2 \\ \varphi_2 = \frac{-P_{y\partial}l_2 + R_{12} \cdot r_{y.u} \cdot k + mgh_2}{I_2} t^2 \end{array} \right. \quad 0 \leq t \leq t_{\text{сойд.}} \quad (7)$$

и после соударения:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{M_{\text{дв.}} \pm m\omega_2^2 l_2 h_{u.o} - R_{01} \cdot r_y \cdot k}{I_1} \\ \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{m(\omega_1 \pm \omega_2)^2 r h_{u.o} \pm mgh_2 - R_{12} \cdot r_{y.u} \cdot k}{I_2} \end{array} \right. \quad t_{\text{сойд.}} \leq t \leq t_{\text{max.}} \quad (8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_1 = \frac{M_{\text{дв.}} \pm m\omega_2^2 l_2 h_{u.o} - R_{01} \cdot r_y \cdot k}{I_1} t^2 \\ \varphi_2 = \frac{m(\omega_1 \pm \omega_2)^2 r h_{u.o} \pm mgh_2 - R_{12} \cdot r_{y.u} \cdot k}{I_2} t^2 \end{array} \right. \quad t_{\text{сойд.}} \leq t \leq t_{\text{max.}} \quad (9)$$

где l_1^l - длина кривошипа OA (рисунок 7).

При вычислениях скорости отскока ударной массы в момент соударения вторым способом, когда учитывается коэффициент восстановления скорости, а не через момент сил импульса расчеты выглядят следующим образом:

в момент удара:

$$V_{om.} = -V \cdot k_g \quad (10)$$

где k_g – коэффициент восстановления скорости, величина, которая зависит от свойства обрабатываемого объекта.

Скорость шатуна в момент соударения определяется как:

$$\omega_2 = \frac{V_{om.}}{l_2} \quad (11)$$

А угол поворота шатуна определяется как:

$$\varphi_2 = \omega_2 \cdot t_{\text{сод.}} \quad (12)$$

Движение ударной массы после отскока определяется, как и при первом способе по зависимостям (8) и (9).

В частном случае принимая кривошпы, как диск массы которых сосредоточены на оси вращения: $I_1 = \frac{ml_1^2}{2}$ и шатуны, как стержни, массы которых сосредоточены на их свободных концах: $I_2 = \frac{ml_2^2}{3}$ определяем движение кривошпы и шатуна в момент и после соударения (рисунки 5 а и б).

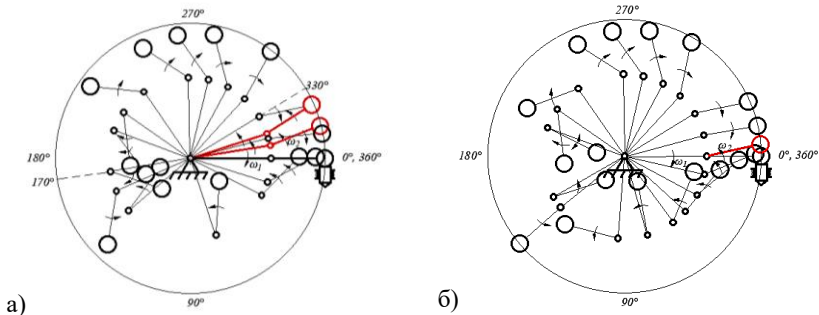


Рисунок 5 – Картина положения бойка за один цикл после соударения с инструментом

а) с учетом моментов импульса сил и моментов инерций, б) с учетом коэффициента восстановления скорости

Решение уравнений показало (рисунок 5 а) в момент соударения кривошип останавливается и меняет направление вращения в обратную сторону до определенного градуса из-за действия момента импульса силы P_{y0} , направленного против вращения кривошпы. Затем, после того, когда действие импульса силы P_{y0} погасится, кривошип вновь начинает вращаться по часовой стрелке за счет движущего момента маховика. Шатун же с ударной массой после отскока продолжает поворот против часовой стрелки, и успевает совершить примерно один оборот вокруг оси шарнира А при не полном повороте кривошпы. Затем, под действием силы инерции $P_{и.к.}^n$ шатун меняет направление вращения на «по часовой»

и ударная масса стремиться к периферии вращения. При достижении кривошипа полного поворота, (показано штрих пунктиром) происходит опережение вращения шатуна оси кривошипа. При дальнейшем вращении кривошипа шатун либо увеличивает это опережение, либо отстает, и в таком положении движется до соударения с инструментом.

Как видно из рисунка 5 б) поведение шатуна аналогично рассмотренному выше случаю. Отличие заключается в том, что здесь кривошип после соударения не меняет направление вращения, так как в этом случае в расчетах не участвуют моменты сил импульса относительно опоры O и шарнира A .

Происходит неопределенность положения шатуна относительно оси кривошипа, что не обеспечивает надежность передачи энергии.

Поэтому для устранения этих недостатков необходимо ограничить угол поворота шатуна относительно оси кривошипа после отскока и фиксировать поворот шатуна относительно кривошипа при выходе на периферию вращения. Это можно достичь введением в конструкцию ограничителей вращения шатуна.

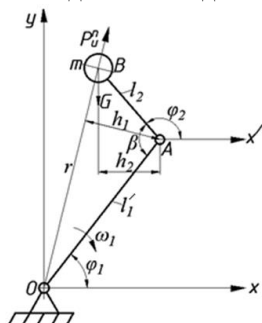


Рисунок 6 – Расчетная схема ударного механизма для одной ударной массы

Для рассмотрения выхода ударной массы на периферию (ударную позицию) составлена математическая модель движения первой ударной массы, с учетом ниже приведенных допущений, а также предполагая, что вторая половина ударного механизма (вторая ударная масса) движется также как и первая половина (рисунок 6):

- 1) $\omega_1 = const$, т.е. кривошип вращается равномерно;
- 2) Сила инерции P_u^i зависит только от ω_1 и нормального составляющего ускорения массы относительно начала координат;
- 3) Центр тяжести шатуна сосредоточен в точке B ;
- 4) Движение бойка в начале цикла начинается с определенного фиксированного положения.

Относительная угловая скорость $\frac{d\beta}{dt}$ и угол между кривошипом и шатуном β определяется как:

$$\frac{d\beta}{dt} = \omega_0 + \frac{3((\omega_1 + \omega_2)^2 rh_1 - gh_2)}{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1' l_2 \cos \beta} (t_i - t_{i-1}) \quad (13)$$

$$\beta = \beta_{i-1} + \frac{3((\omega_1 + \omega_2)^2 rh_1 - gh_2)(t_i - t_{i-1})^2}{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1' l_2 \cos \beta} \quad (14)$$

где β_{i-1} – угол предыдущего положения между кривошипом и шатуном; ω_0 – начальная скорость шатуна.

Угловая скорость ударной массы (13) и угол между кривошипом и шатуном (14) зависят от угловой скорости кривошипа, длины кривошипа и шатуна, плеча силы инерции и силы тяжести, но не зависят от ударной массы.

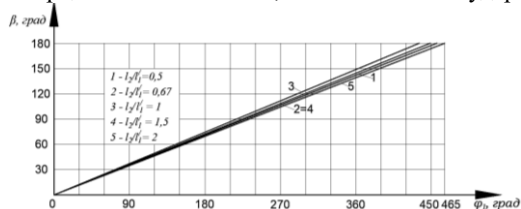


Рисунок 7 - Диаграмма зависимости угла раскрытия шатуна от угла поворота кривошипа при $n_1=700$ об/мин.

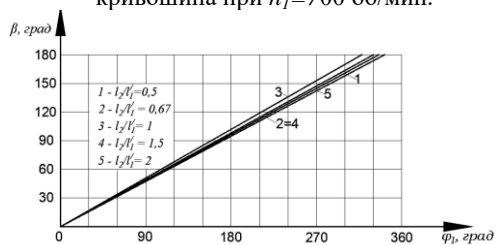


Рисунок 8 - Диаграмма зависимости угла раскрытия шатуна от угла поворота кривошипа при $n_1=1000$ об/мин.

кинетостатические и динамические исследования ударного механизма. Определены реактивные силы в шарнирах и опоре механизма и установлено, что в момент удара, возникающая реактивная сила возрастает до 77 кН (при $A = 50$ Дж) и 100 кН (при $A = 100$ Дж), но из-за конструктивной особенности ударного механизма, момент создаваемый этой силой практически не воздействует на опору ударного механизма (ведущий вал).

Установлено, что когда механизм имеет одну ударную массу (рисунок 9 а), то реактивная сила на опоре O (R_{0l}) почти не изменяется, а когда механизм имеет симметрично расположенные ударные массы (рисунок 9 б), реактивная сила на опоре O стремится к минимуму и только в момент удара возрастает до значительных величин.

Это можно объяснить тем, что симметрично расположенные ударные массы обеспечивают балансировку вращающихся элементов механизма, при этом снижается нагрузка на опоре O . Криволинейный участок диаграммы объясняется тем, что на данном участке одна ударная масса находится в фазе раскрытия, а вторая ударная масса уже заняла предударную позицию (вышла на периферию). На участке в $135^0 - 180^0$ и $315^0 - 360^0$ прямая линия диаграммы означает что обе ударные массы вышли на периферию.

Из анализа кинематики ударного механизма, выявлено, что выход ударной массы в предударное положение ($\beta=180^0$) за один оборот кривошипа для всех соотношений длин звеньев происходит в интервале $n_1=750-1000$ об/мин (рисунки 7, 8).

Для последующего исследования и проектирования ударного механизма переменной структуры с динамической связью, учитывая, что максимально допустимая скорость соударения для ударных машин не должна превышать 8 м/с и требования к ручным ударным машинам в отношении их веса и габаритов, принять соотношение длин звеньев ударного механизма $l_2/l_1=0,67$.

В четвертой главе для определения действующих сил на звеньях механизма, проведены

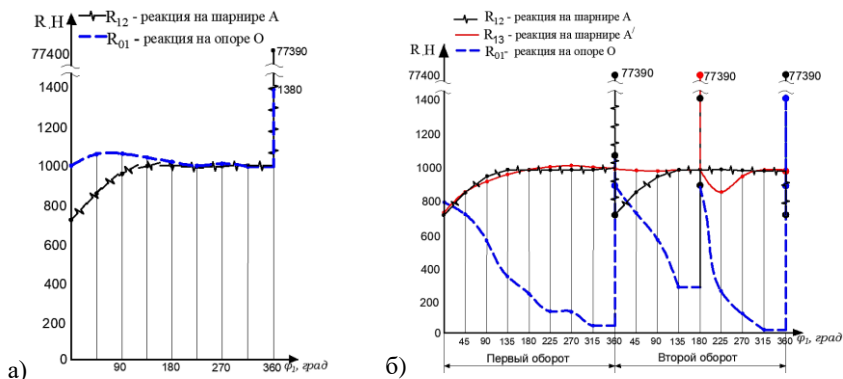
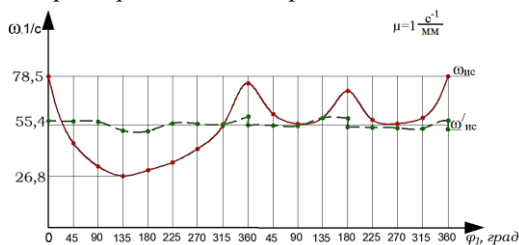


Рисунок 9 – График зависимости реактивных сил R_{01} , R_{12} , R_{13} от угла поворота кривошипа φ_1 , при $A = 50$ Дж

а – одно массовый механизма; б - двух массовый механизм

С учетом всех действующих сил на механизм были определены истинное значение изменения угловой скорости ведущего звена от угла поворота кривошипа, который приведен на диаграмме 10.



$\omega_{1с}$ – при $m_m = 2,28$ кг, $\omega'_{1с}$ – при $m_m = 9,36$ кг

Рисунок 10 – График зависимости ω_1 от φ_1 , при $A = 50$ Дж

Здесь наблюдается два цикла вращения кривошипа: первый цикл – переходный процесс, второй цикл – установившийся режим. В переходном процессе после соударения первой ударной массы с волноводом, угловая скорость кривошипа снижается до определенного минимального значения. Это можно объяснить тем, что при отскоке первой ударной массы шатун вращается в обратную

сторону вращения кривошипа (см. рисунок 5 а). А в установившемся режиме повторяется аналогичная картина, только при этом в работу вступает вторая ударная масса. Наблюдается неравномерность вращения ведущего звена.

Установлено, также, что при массе маховика не более 3 кг, изменение угловой скорости кривошипа колеблется в большом интервале значений (рисунок 10). При увеличении массы маховика, колебание изменений угловой скорости кривошипа уменьшается, и диаграммы угловой скорости выглядят более сглаженными. Однако увеличение массы маховика приводит к утяжелению общей массы ударного механизма. Поэтому выбор должен осуществляться исходя из амплитуды колебаний скорости маховика ударника.

Основной целью экспериментального исследования ударного МПС с динамической связью, заключается в проверке работоспособности машины, определении ее динамических характеристик и установление выхода ударника в предупредное положение за один оборот ротора.

Для экспериментального исследования был разработан экспериментальный стенд. Проведены экспериментальные исследования образца ударного механизма переменной структуры с динамической связью, результаты в которых отражены в таблице 1.

Таблица 1 - Результаты экспериментальных измерений при различных давлениях в напорной магистрали гидромотора

Наименование переменных величин						Выходные параметры			
Среднее давление масла, МПа	Изменения давления масла, МПа	Расход масла, л/мин	Температура масла, t°	Число оборотов, об/мин	Изменение угловой скорости $\omega_{\text{Л}}^{\text{max}}$, 1/с	Скорость соударения, м/с	Энергия удара, Дж	Частота удара, Гц	Коэфф. неравномерности хода машин, δ
3	2,7-3	8,5-11	51	260	40,12	4,012	13,52	8,66	1,202
4	4-4,16	7,9-12,2	32	330	56,14	5,614	24,67	11	1,41
5	5-5,3	6-8,1	35	360	77,97	7,797	49,24	12	1,83
6	6-6,2	9	35	370	80	8,0	54,84	12,33	1,84
7	6,9-7,1	7,1-8,1	40	380	81,84	8,184	56,46	12,66	2
8	8-8,2	6,5-11	30	390	87,55	8,755	65,31	13	2
9	8,96-9	7,3-9,8	23	420	92,31	9,231	69,02	14	1,72
10	9,05-10,1	7,9-10,2	55	450	98,97	9,897	79	15	1,74

Анализ выходных параметров был проведен для всех значений давлений рабочей жидкости гидропривода в диапазоне 3-10 МПа. Здесь же для наглядности, в качестве примера, на рисунке 12 приведены показания осциллографа, фиксирующего изменения величины напряжения электрического тока в зависимости от времени при рабочем давлении в напорной магистрали гидромотора $P = 5$ МПа.

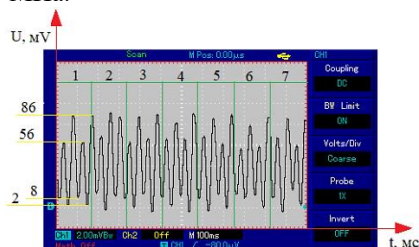


Рисунок 12 – График зависимости $U(t)$

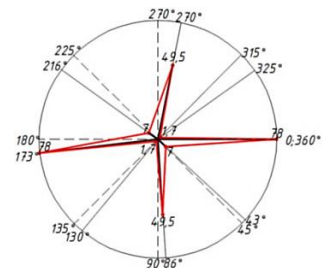


Рисунок 13 – Годограф $\omega_I(\varphi_I)$

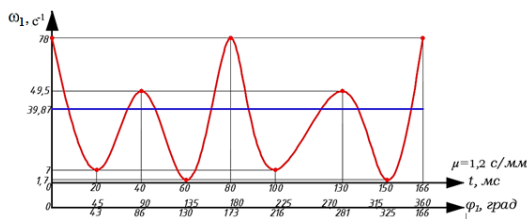


Рисунок 14 – График зависимости ω_1 от ϕ_1 при $P = 5$ МПа

годограф (рисунок 13) и диаграмма зависимости угловой скорости от угла поворота кривошипа (рисунок 14) для механизма в целом.

Как и в предыдущем случае, из годографа (рисунок 13) и диаграммы (рисунок 14) наглядно виден характер изменения угловой скорости, когда после соударения первой ударной массы, угловая скорость кривошипа снижается до минимального значения, затем вновь увеличивается за счет крутящего момента ведущего вала. Достигнув вновь какого-то максимального значения (момент соударения ударной массы с опорой после отскока), скорость вновь снижается за счет торможения кривошипа, снижаясь вновь до какого-то минимального значения. Далее скорость кривошипа вновь увеличивается до максимального значения и при $\phi_1 = 173^\circ$ ударная масса занимает предупредную позицию. Далее процесс повторяется, так как в работу вступает вторая ударная масса.

С целью оценки достоверности принятых гипотез и допущений присоставлении математической модели ударного механизма приведено сравнение теоретических и экспериментальных исследований.

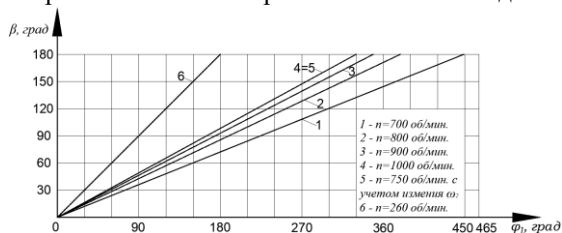


Рисунок 15 - Диаграммы зависимостей β от ϕ_1 при различных n_1 и $\phi_2 = 3^\circ$

изменения ω_2).

Но экспериментальные результаты показывают (рисунок 15, линия 6), что полное раскрытие шатуна за один оборот кривошипа происходит при частоте 260 об/мин и более. Это обстоятельство можно объяснить тем, что при проведении экспериментов после соударения ударной массы с волноводом имело место её соударение с ведущим валом и, вследствие чего возникал вторичный отскок.

Изменение величины напряжений тока в зависимости от времени соответствует изменению угловой скорости кривошипа. С помощью тарифовочного графика изменения напряжений тока переводится в угловую скорость кривошипа через преобразование частоты вращения кривошипа, на основе которых, был построен

На рисунке 15 приведены диаграммы зависимостей угла раскрытия шатуна от угла поворота кривошипа, найденные расчетным путем. Из анализа этой диаграммы видно, что полное раскрытие шатуна за один оборот кривошипа происходит при частоте вращения кривошипа $n_1 \geq 750$ об/мин (с учетом

С помощью высокоскоростной видеосъемки была получена картина работы ударного механизма (рисунок 16), где видно, что при угле $\varphi_1 = 173^\circ$ вторая ударная масса вступает в работу (производит соударение). Что подтверждает первоначальное предположение.

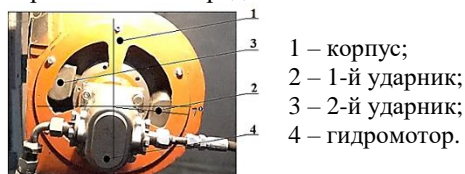


Рисунок 16 – Картина выхода бойка на ударную позицию

Поэтому было определено угловое ускорение ведущего звена механизма графическим дифференцированием графика зависимости изменения угловой скорости от угла поворота кривошипа $\omega_1(\varphi_1)$ (рисунок 17), который позволил определить величину тангенциальной составляющей линейного ускорения кривошипа, а также истинную величину и направление силы инерции, который свою очередь дал возможность провести уточненный кинестатистический расчет.

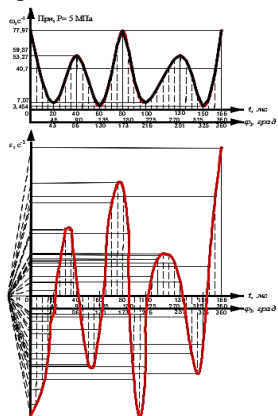
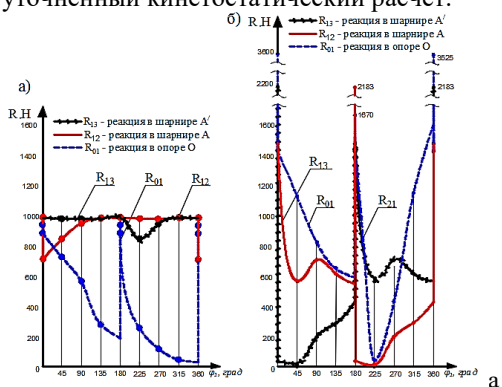


Рисунок 17 – Диаграмма изменения ω_1 и ε_1 от φ_1

Из графика (рисунок 18 а) видно, что реактивные силы R_{12}, R_{13} в шарнирах А и А' почти не изменяются, а реактивная сила R_{01} в опоре О после соударения снижается до минимального значения до следующего соударения. Это можно объяснить тем, что во время удара реактивная сила резко повышается, но тут же снижается за счет особенности конструкции механизма.

Анализ диаграммы реактивных сил (рисунок 18 б) позволяет сказать, что за один оборот кривошипа реактивные силы в шарнирах А и А' повторяются, что можно объяснить тем, что симметрично расположенные ударные массы балансируют движение

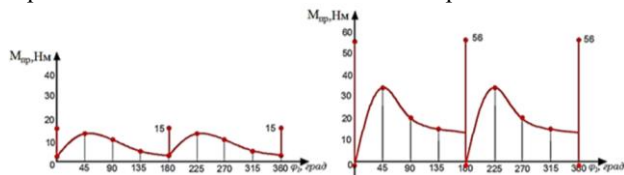
Экспериментально было установлено, что, при соударении происходит колебание угловой скорости кривошипа в больших интервалах значений, т.е. $\omega_1 \neq const.$, и неравномерность движения механизма приводит к изменению действующих сил.



а – при $\omega_1 = const.$ б – при $\omega_1 \neq const.$

Рисунок 18 – График зависимости R_{01}, R_{21}, R_{31} от φ_1

ударного механизма. Следует отметить, что в момент нанесения удара реактивные силы незначительно возрастают, но эти реактивные силы не успевают передаваться опоре, так как время соударения ударника с волноводом составляет всего лишь 256 мкс , т.е. $256 \cdot 10^{-3} \text{ с}$. Реактивные силы, определенные с учетом неравномерности угловой скорости ведущего звена (рисунок 18 б), значительно отличаются от первоначально полученных результатов (рисунок 19 а), когда допускалось, что $\omega_1 = \text{const}$. Это можно объяснить тем, что колебание угловой скорости ведущего звена существенно влияет на величину и характер изменения силы инерции, а силы инерции, в свою очередь, влияют на реактивные силы в кинематических парах механизма.



а) – при $\omega_1 = \text{const}$.; б) – при $\omega_1 \neq \text{const}$.

Рисунок 19 – График зависимости M_{np} от φ_1

Диаграмма приведенного момента (рисунок 19) наглядно показывает, что первоначально полученные результаты M_{np} (рисунок 19 а) намного меньше, чем полученное M_{np} при уточненном расчете (рисунок 19 б). Это можно объяснить

тем, что в первом случае не были учтены неравномерность и момент трения в кинематических парах механизма. А при уточненном расчете были учтены изменение угловой скорости ведущего звена и момент трения в кинематических парах механизма.

Из экспериментально полученной диаграммы крутящего момента (рисунок 19 б) можно заключить, что при работе ударного МПС величина приведенного крутящего момента колеблется в значительном интервале, что согласуется с теоретическими вычислениями. Следовательно при проектировании ударного МПС с динамической связью необходимо учитывать тангенциальные составляющие сил инерции ударных масс.

Ручной ударный механизм переменной структуры с динамической связью может применяться в различных областях производства, таких как: горное дело (разрушение и раскалывание каменных негабаритов), строительство (уплотнение и рыхление грунтов, демонтаж фундаментов, перекрытий, перегородок), дорожно-ремонтные работы (вскрытие грунтовых, асфальтовых и цементобетонных покрытий), переработка камня (колка, расщепление, бучардирование), а также машиностроение.

Универсальность и высокая эффективность ударного механизма делают его востребованным инструментом для решения задач, связанных с воздействием динамических нагрузок в различных сферах.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена актуальная задача исследования динамики ударного механизма переменной структуры с динамической связью и выявлены его основные закономерности для выбора рациональных параметров при проектировании ударного механизма.

1. Разработана классификация ручных ударных машин, позволившая выбирать схему ударного МПС с динамической связью, у которой реактивные силы на опоры минимальны.
2. Проведен обзор и анализ аналитических методов исследования кинематики ударного МПС с динамической связью, который выявил их недостаточную изученность.
3. Выбраны методы теоретического исследования кинематики, кинетостатики и динамики ударного механизма переменной структуры с динамической связью.
4. Разработаны математические модели, описывающие закономерности движения ударной массы механизма при различных энергиях удара, позволяющие определить параметры механизма.
5. Разработана методика и алгоритм расчета, позволяющие определить рациональные параметры ударного механизма.
6. Исследования кинетостатики и динамики ударного МПС с динамической связью, позволили определить значения реактивных сил, которые для данного механизма минимальны из-за конструктивной особенности механизма.
7. Разработана конструкция и изготовлен экспериментальный образец ручного ударного МПС с динамической связью.
8. В целях подтверждения теоретических результатов разработана методика проведения экспериментальных исследований.
9. Проанализированы результаты экспериментальных исследований и сопоставлены с теоретическими данными:
 - экспериментально подтверждено, что предложенная конструкция ударного механизма является работоспособной;
 - установлено, что частота вращения ротора в процессе работы не постоянна, и колебание угловой скорости ведущего звена происходит в интервале значений коэффициента неравномерности $\delta = 1,127 - 1,91$;
 - определены величины реактивных сил в опоре и шарнирах механизма с учетом неравномерности частоты вращения ротора.
10. Разработаны рекомендации по совершенствованию конструкции.

ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

1. При проектировании ударного механизма рекомендуется использовать предложенную инженерную методику для определения рациональных параметров ударного МПС с динамической связью.
2. При создании ударного механизма целесообразно использовать сбалансированное расположение ударных масс, обеспечивающее минимальные колебания механизма.
3. Для стабильного раскрытия ударной массы рекомендуется принять соотношения длин звеньев $l_2/l_1=0,67$, а частоту вращения кривошипа $n_1>750$ об/мин.
4. Результаты диссертационной работы могут быть использованы в учебном процессе вузов при подготовке инженерных кадров. В частности, методики

определения кинематики, кинетостатики и динамики ударного МПС уже внедрены в учебный процесс Кыргызского авиационного института им. И. Абдраимова, что подтверждено соответствующим актом.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ

1. Кынатбекова Н.Н. Механические ударные механизмы переменной структуры [Текст] / Ж. Усубалиев, К. Т. Эликбаев, Н. Н. Кынатбекова // Машиноведение. – Бишкек, 2016. – № 1(13). – С. 10–17. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=28394497>
2. Кынатбекова Н.Н. Классификация ручных механических ударных механизмов [Текст] / Ж. Усубалиев, К. Т. Эликбаев, Н. Н. Кынатбекова // Машиноведение. – Бишкек, 2016. – № 3. – С. 10–17. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=27175402>
3. Кынатбекова Н.Н. Ударный механизм переменной структуры с динамической связью [Текст] / Ж. Усубалиев, К. Т. Эликбаев, Н. Н. Кынатбекова // Машиноведение. – Бишкек, 2016. – № 2(4). – С. 3–16. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=28865398>
4. Кынатбекова Н.Н. Графоаналитический метод исследования ударного механизма переменной структуры с динамической связью [Текст] / Ж. Усубалиев, К. Т. Эликбаев, Н. Н. Кынатбекова // Изв. Нац. АН Кырг. Респ. – Бишкек, 2018. – № 4. – С. 29–36. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=36817614>
5. Кынатбекова Н.Н. Динамика ударного механизма переменной структуры с динамической связью [Текст] / Ж. Усубалиев, К. Т. Эликбаев, Н. Н. Кынатбекова // Научная станция РАН. Междунар. Науч.-исслед. центр-геодинам. полигон в г. Бишкеке (НС РАН). – Бишкек, 2018. – С 292–299. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=35443583>
6. Кынатбекова Н.Н. Кинетостатика ударного механизма переменной структуры с динамической связью [Текст] / Ж. Усубалиев, К. Т. Эликбаев, Н. Н. Кынатбекова // Материалы Международной науч.-практ. конф. «Актуальные проблемы информатики, механики и робототехники. Цифровые технологии в машиностроении». – Алмата, 2018. – С. 152–153. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://pps.kaznu.kz/en/Main/FileShow2/128161/102/3/8472/0/>
7. Кынатбекова Н.Н. Результаты экспериментальных исследований ударного механизма с динамической связью [Текст] / Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Райымбабаев, Т.О., Кынатбекова Н.Н. // Машиноведение. – 2020. – № 1 (11). – С.71-83. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=44628971>
8. Кынатбекова Н.Н. Определение динамических параметров ударного механизма переменной структуры с динамической связью методом кинетостатического анализа [Текст] / Ж. Усубалиев, К. Т. Эликбаев, Н. Н. Кынатбекова // Вестн. Кырг. Авиац. ин-та им. И. Абдраимова "Авиатор". – Бишкек, 2021. – № 2. – С.

- 27–36. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://kai.kg/public/docs/Aviator2-variant-20211116.pdf>
9. Кынатбекова Н.Н. Экспериментальный стенд по определению колебаний угловой скорости вала ротора ударного механизма переменной структуры с динамической связью [Текст] / Т.О. Райымбабаев, Н.Н. Кынатбекова // Машиноведение. – 2019. – № 2 (10). – С. 27-38. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.elibrary.ru/download/elibrary_42896345_71351449.pdf
10. Кынатбекова Н.Н. Предпосылки к разработке ударно-клинового устройства для отделения блока камня от массива ударным способом [Текст] / К. Т. Эликбаев, Н. Н. Кынатбекова // Машиноведение. – Бишкек, 2021. – № 2(14). – С.45–53. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.elibrary.ru/download/elibrary_48535129_12483956.pdf
11. Кынатбекова Н.Н. Результаты уточненного кинетостатического расчета ударного механизма переменной структуры с динамической связью. [Текст] / Ж. Усубалиев, К.Т. Эликбаев, Н.Н. Кынатбекова // Машиноведение. – 2020. – № 2 (12). – С.10-21. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=45423722>
12. Кынатбекова Н.Н. Динамическая модель ротационного маятника в поле инерционных сил [Текст] / В. Э. Еремянц, Ж. Усубалиев, Н. Н. Кынатбекова // Современные проблемы теории машин. – СПб., 2021. – № 11. – С. 20–25. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.elibrary.ru/download/elibrary_46260730_51845223.pdf
13. Кынатбекова Н.Н. Оценка влияния различных параметров на затухание колебаний ротационного маятника [Текст] / Н.Н. Кынатбекова // Машиноведение. – 2021. – № 1(13). – С. 24-32. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.elibrary.ru/download/elibrary_47155001_56279580.pdf
14. Кынатбекова Н.Н. Анализ кинематики ротационно-маятникового ударного механизма [Текст] / В.Э. Еремянц, Н.Н. Кынатбекова // Современные проблемы теории машин. – 2021. – № 12. – С.10-15. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.elibrary.ru/download/elibrary_47193303_30754220.pdf
15. Кынатбекова Н.Н. Анализ уравнения движения ротационно-маятникового ударного механизма [Текст] / В. Э. Еремянц, Н. Н. Кынатбекова // Вестн. Кырг.-Рос. Славян. ун-т. – Бишкек, 2022. – Т. 22, № 4. – С.8–14. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.elibrary.ru/download/elibrary_48614030_28900277.pdf
16. Кынатбекова Н.Н. Исследование процесса отскока бойка ударного механизма переменной структуры с динамической связью [Текст] / Ж. Усубалиев, Н. Н. Кынатбекова // Наука. Образование. Техника. – Ош, 2024. – № 1(79). – С. 65–72. – То же: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.elibrary.ru/download/elibrary_64986270_77105538.pdf

РЕЗЮМЕ

диссертации Кынатбековой Нуржамал Нуржановны на тему: «Динамика ударного механизма переменной структуры с динамической связью», на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.18 – теория механизмов и машин

Ключевые слова: ударный механизм; механизм переменной структуры; динамическая связь; кривошип (ротор); шатун; боек; ударная масса; математическая модель; раскрытия шатуна и др.

Объект исследования: ударный механизм переменной структуры с динамической связью.

Предмет исследования: являются закономерности изменения структуры механизма в течение цикла и взаимодействие звеньев механизма с учетом инерционных и внешних нагрузок.

Целью работы является исследование динамики ударного механизма переменной структуры (МПС) с динамической связью и выявление закономерностей, на основе которых может быть осуществлен прогноз и выбор рациональных параметров конструкции ручных ударных механизмов, отличающихся повышенной надежностью.

Методы исследования и аппаратура: исследование выполнялось на основе аналитических расчетов кинематики, кинестатики и динамики ударного механизма. Экспериментальные исследования проводились на созданном стенде в Инженерном центре «Аскатеш». При измерениях использованы тахогенератор Д-25Г, с погрешностью измерения не более ± 1 ; осциллограф *UTD 2120 GEL*; лазерный бесконтактный тахометр DT2234C; измерительный прибор расхода жидкости, температуры и давления Turbinen-Durchflussmesser Serie: PTQ; камера высокоскоростной видеосъемки.

Полученные результаты и их новизна заключается в:

- дополнении классификации ручных ударных механизмов по характеру преобразования структуры;
- разработке математической модели ударного механизма с динамической связью, учитывающей момент сил импульса при движении механизма во время отскока ударной массы и выходе ее на периферию вращения;
- разработке методики определения кинематических, кинестатических и динамических характеристик ударного механизма, позволяющей определить его рациональные параметры.

Степень использования: создан экспериментальный образец ударного механизма, разработана методика расчета динамики ударного двухподвижного механизма, которая может быть внедрена в учебный процесс.

Область применения: горная отрасль, строительство, дорожноремонтные работы.

05.02.18 – механизмдердин жана машиналардын назарияты адистиги боюнча техникалык илимдер кандидатына талапкер Кынатбекова Нуржамал Нуржановнанын «Динамикалык байланыштуу түзүмү өзгөрүлмө сокку механизмдин динамикасы» темадагы диссертациялык иштин

БИЛДИРМЕСИ

Түйүн сөздөр: ургу механизм; түзүмү өзгөрүлмө механизм; динамикалык байланыш; ийри муунак (ротор); тээк; ургуч; ургу масса; математикалык үлгү; тээктин ачылышы ж.б.

Изилдөө объекти: динамикалык байланыштуу түзүмү өзгөрүлмө сокку механизм.

Изилдөө буюму: күүлүк жана тышкы күчтөрдү эске алуу менен мерчемдин жүрүшүндө механизмдин түзүмүнүн өзгөрүшүнүн мыйзам ченемдүүлүктөрү жана механизм звенолорунун өз ара аракетин.

Иш максаты: динамикалык байланыштуу түзүмү өзгөрүлмө механизмдин (ТӨМ) динамикасын изилдөө жана мыйзам ченемдүүлүктөрдү аныктоо жана алардын негизинде жогору ишенимдүүлүгү менен айырмаланган кол сокку механизмдердин түзүлүшүн долбоорлоодо рационалдуу өлчөм мүнөздөмөлөрүн болжолдоо жана тандоо.

Изилдөө ыкмалары жана аппаратура: изилдөө сокку механизмдин кинематикасын, кинетостатикасын жана динамикасын аналитикалык эсептөөлөрдүн негизинде жүргүзүлдү. Эксперименталдык изилдөөлөр «Аскатеш» инженердик борборунда түзүлгөн стенде жүргүзүлдү. Өлчөө учурунда Д-25Г тахогенератору колдонулган, өлчөө катасы ± 1 ден ашпаган; осциллограф UTD 2120 GEL; лазердик контактсыз тахометр DT2234C; суюктуктун агымын, температураны жана басымды өлчөөчү аспап Turbinen-Durchflussmesser Serie: PTQ; жогорку ылдамдыктагы видео камера.

Алынган жыйынтыктар жана алардын жаңылыгы:

- кыймылды өзгөрткүчтүн түзүмү боюнча кол ургу механизмдердин классификациясын иштеп чыгуу (өзгөрмө түзүлүштөгү механизмдер);
- динамикалык байланыштуу ТӨМдүн сокку массасынын математикалык моделин иштеп чыгуу;
- сокку механизмдин кинематикалык, кинетостатикалык жана динамикалык мүнөздөмөлөрүн аныктоонун жана анын оптималдуу өлчөм мүнөздөмөлөрүн белгилөөнүн усулдугун иштеп чыгуу;

Колдонуу дэңгели: ургу механизмдин эксперименталдык модели түзүлдү, эки кыймылдуу механизмдин динамикасын эсептөө усулдугу иштелип чыкты, ал окуу процессине киргизилиши мүмкүн.

Колдонуу тармагы: тоо кен өндүрүшүндө, курулуш, жолоңдоо иштери.

SUMMARY

of the dissertation of Kynatbekova Nurzhamal Nurzhanovna on the topic: "Dynamics of the impact mechanism of a variable structure with dynamic coupling", for the degree of Candidate of technical Sciences in the specialty 05.02.18 – theory of mechanisms and machines

Keywords: impact mechanism; mechanism of variable structure; dynamic coupling; crank (rotor); connecting rod; firing pin; impact mass; mathematical model; connecting rod opening, etc.

The object of the study is a shock mechanism of variable structure with dynamic coupling.

Subject of research: there are patterns of changes in the structure of the mechanism during the cycle and the interaction of the links of the mechanism, taking into account inertial and external loads.

The aim of the work is to study the dynamics of the variable structure impact mechanism (VSM) with dynamic coupling and to identify patterns on the basis of which a forecast and selection of rational design parameters of manual impact mechanisms characterized by increased reliability can be made.

Research methods and equipment: the research was carried out on the basis of analytical calculations of the kinematics, kinetostatics and dynamics of the impact mechanism. Experimental studies were carried out on a stand created in the Engineering Center "Askatesh". The following were used for the measurements: tachogenerator D-25G, with a measurement error of no more than ± 1 ; oscilloscope UTD 2120 GEL; laser non-contact tachometer DT2234C; measuring device for liquid flow, temperature and pressure Turbinen-Durchflussmesser Serie: PTQ; high-speed video camera.

The obtained results and their novelty consist in:

- addition to the classification of manual percussion mechanisms by the nature of the transformation of the structure;
- development of a mathematical model of a dynamically coupled impact mechanism that takes into account the moment of momentum forces during the movement of the mechanism during the rebound of the impact mass and its exit to the periphery of rotation;
- to develop a methodology for determining the kinematic, kinetostatic and dynamic characteristics of the impact mechanism, which makes it possible to determine its rational parameters.

Degree of use: an experimental model of the impact mechanism was created, a method for calculating the dynamics of a two-motion impact mechanism was developed, which can be introduced into the educational process.

Scope: mining, construction, road repair work.