

**НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК  
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ  
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ НАН КР**

**Диссертационный совет Д. 05.06.327**

**На правах рукописи  
УДК 621. 01**

**ЗИЯЛИЕВ КАДЫРБЕК ЖАНУЗАКОВИЧ**

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ  
ШАРНИРНО-ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ  
ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ С СОЗДАНИЕМ  
МАШИН ВЫСОКОЙ МОЩНОСТИ**

**Специальность 05. 02. 18. «Теория механизмов и машин»**

**АВТОРЕФЕРАТ**

**диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук**

**Бишкек 2007**

Работа выполнена в Инженерной академии КР, Институте машиноведения НАН КР и Ысыккульском государственном университете им. К.Тыныстанова министерства образования и науки КР

Научный консультант:	Академик Международной Инженерной академии, заслуженный изобретатель, д.т.н., проф. Абдраимов С.
Официальные оппоненты:	д.т.н., проф. Тулешов А.К. (Казахстан); д.т.н., проф. Джомартов А.А. (Казахстан); д.т.н., проф. Каримов А.
Ведущая организация:	Межотраслевой научно-технологический центр «Машиностроение» (Казахстан).

Защита состоится 5 октября 2007г. в 14<sup>00</sup> ч. на заседании Диссертационного совета Д 05.06.327 при Институте машиноведения НАН КР, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23.

С диссертацией можно ознакомиться в архивах Института машиноведения НАН Кыргызской Республики.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью, просим направлять по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина 23, Институт машиноведения НАН КР, Диссертационный совет Д.05.06.327.

Автореферат разослан «    »

2007 г.

Ученый секретарь  
Диссертационного совета  
Д 05.06.327, к.т.н.

А.В. Анохин

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность проблемы.** Механизмы переменной структуры (МПС), как отдельный вид механизмов, впервые были рассмотрены в первой половине прошлого столетия. К проблемам исследования и создания МПС посвящены работы В.В. Добровольского, Н.В. Еремеева, С.Н. Кожевникова, Е.Я. Антонюка, У.А. Джолдасбекова, Г.А. Уалиева, С.У. Джолдасбекова, А.К. Тулешова, А.А. Джомартова и других ученых.

Большой вклад в развитие теории МПС и создание на их основе высокоэффективных кузнечно-прессовых, буровых и других машин внесли О.Д. Алимов, С. Абдраимов, В.Э. Еремянц, М.С. Джуматаев и другие.

В настоящее время в нашей республике исследованиями МПС занимаются сотрудники Инженерной академии КР, Института машиноведения НАН КР и отдельных ВУЗов. Результаты этих исследований реализуются при разработке и создании ударных машин – перфораторов; отбойных молотов; машин для отбивки отливок от литниковых систем, для очистки бункеров и золошлакопроводов, трамбовок и т.д. Лабораторные и промышленные испытания этих машин показали, что они по многим характеристикам явно превосходят существующие машины аналогичного назначения с традиционными исполнительными механизмами. В качестве исполнительных механизмов указанных выше машин применен механизм переменной структуры с наибольшим шатуном, который работает эффективно при средней частоте ударов. Но для машин с большой энергией удара и относительно меньшей частотой ударных импульсов эти механизмы не смогут обеспечивать требуемый закон движения выходного звена, в частности, не будет достигнуто наименьшее передаточное отношение угловой скорости массивного коромысла и кривошипа при кинематическом отскоке, что имеет первостепенное значение для такого рода машин.

Исследования шарнирно-четырёхзвенных МПС показали, что кривошипно-коромысловый механизм с наибольшим коромыслом способен генерировать ударные импульсы высокой мощности и сравнительно малой частоты. На основе этих механизмов можно создавать машины высокой мощности для глубокого уплотнения грунтов под различные строительные конструкции, подготовки основания железных и автомобильных дорог, строительства плотин и дамб и т.д. Модернизируя исполнительные механизмы можно создавать свайные молоты и станки для обрубки листовых материалов и др. В связи с этим разработка научно-методических основ создания машин высокой мощности на основе механизмов переменной структуры и их практическая реализация является актуальной задачей.

**Цель работы** заключается в разработке методики исследования шарнирно-рычажных механизмов с особыми положениями на основе методов аналитической геометрии, разработке научно-методических основ создания машин высокой мощности с МПС, и создании механического генератора ударных импульсов высокой мощности на основе начального МПС с наибольшим коромыслом.

**Научная новизна работы** заключается в:

- разработке методики исследования шарнирно-рычажных механизмов с применением методов аналитической геометрии и построении на ее основе пространственной диаграммы шарнирно-четырёхзвенного механизма;
- классификации шарнирно-четырёхзвенных механизмов с особыми положениями на основе пространственной диаграммы;
- составлении уравнений для определения кинематических параметров шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры и усовершенствовании аналитического метода определения передаточных чисел в особом положении механизма переменной структуры;
- разработке метода силового расчета шарнирно-рычажных механизмов с особыми положениями и составлении уравнений для определения ударных импульсов в опоре коромысла с учетом инерционных параметров коромысла и шатуна, и выявлении путей их уменьшения до минимума;
- разработке методики расчета основных параметров исполнительного механизма с наибольшим коромыслом для ударных машин высокой мощности;
- разработке методики динамического анализа машин с механизмами переменной структуры, основанной на методах численного интегрирования;

**Практическая ценность работы** заключается в:

- применении пространственной диаграммы для синтеза механизмов с требуемыми кинематическими параметрами;
- разработке, конструировании и изготовлении механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1, на основе которого могут быть созданы высокоэффективные грунтоуплотняющие машины, свайные молоты и станки для обрубки листовых материалов и др.;
- разработке методики экспериментальных исследований механического генератора ударных импульсов высокой мощности;
- разработке рекомендаций по дальнейшему усовершенствованию конструкции механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 и других виброударных машин с МПС;

**Основные положения, выносимые на защиту:**

- методика исследования шарнирно-рычажных механизмов переменной структуры, разработанная на основе методов аналитической геометрии;
- пространственная диаграмма шарнирно-четырёхзвенного механизма, предназначенная для классификации шарнирно-четырёхзвенных механизмов с особыми положениями и синтеза новых схем МПС;

- методика силового расчета шарнирно-рычажных механизмов, которая позволяет аналитическим путем определить нормальные и тангенциальные составляющие сил взаимодействия звеньев, что дает наиболее полную информацию о характере нагрузок, действующих на звенья при различных положениях механизма;
- основы разработки и конструирования механического генератора ударных импульсов высокой мощности на основе МПС с наибольшим коромыслом;
- методика динамического анализа машин с механизмами переменной структуры, основанная на методах численного интегрирования;

**Апробация работы.** Основные положения работы докладывались и обсуждались:

**на Международных конференциях:**

«Повышение эксплуатационной эффективности транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата» (г. Бишкек, 2002); «Проблемы механики современных машин» (г. Улан-Удэ, Россия, 2003 г.); «Динамика и прочность горных машин» (г. Новосибирск, Россия, 2003 г.); «Повышение эффективных показателей транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата» (г. Бишкек, 2003 г.); «Проблемы механики современных машин». (г. Улан-Удэ, Россия, 2006 г.); «Мехатроника - пути и перспективы развития на современном этапе». – (г. Бишкек, 2006 г.);

**на республиканских конференциях:**

посвященной 60-летию образования ИГУ им. К.Тыныстанова. (Каракол, 2001); «Кыргызская государственность и проблемы межкультурного диалога». (г. Ош, 2003 г.); «Недра гор Кыргызстана - народу» (г. Бишкек, 2003 г.);

**в рецензируемых научных журналах:**

«Вестник Кыргызского технического университета им. И. Раззакова» (г. Бишкек, 2002); «Вестник Иссык-Кульского университета» (г. Каракол, 2000, 2004); «Исследования и результаты» Казахского Национального аграрного университета (г. Алматы, 2006); «Вестник Евразийского Национального университета им. Л.Н. Гумилева» (Астана, 2006); «Вестник Национальной инженерной академии Республики Казахстан» (Алматы, 2006).

По результатам проведенных исследований опубликовано 30 научных работ, в том числе 1 монография и два патента Кыргызстана.

Автор выражает глубокую признательность руководству и сотрудникам Инженерной академии Кыргызской Республики, Института машиноведения НАН КР и Ысыккульского государственного университета им. К. Тыныстанова за оказанную поддержку и помощь в подготовке данной работы.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, двух приложений и содержит 284 страниц машинописного текста, 188 рисунков, 3 таблиц и библиографию из 145 наименований.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность выполненных работ, сформулированы научная новизна и практическая ценность работы.

**В первой главе** работы проведен краткий обзор и анализ грунтоуплотняющих машин ударного действия с рассмотрением их преимуществ и недостатков. Обоснована целесообразность создания механического генератора ударных импульсов высокой мощности, исполнительным механизмом которого является МПС с наибольшим коромыслом и возможность его использования для грунтоуплотняющих машин ударного действия. Установлена также возможность использования механического генератора ударных импульсов высокой мощности для создания высокоэффективных машин, таких как, свайные молоты и станки для обрубки листовых материалов и др. Сформулированы цели и задачи исследований.

В этой главе рассмотрены различные виды трамбовочных машин ударного действия, одна из которых приведена на рис. 1 (трамбовочная машина Д-471), которая предназначена для уплотнения связных и несвязных грунтов слоями до 1,2 м на горизонтальных поверхностях в различных областях строительства. Трамбовочная машина является навесным оборудованием на тракторе С-100, снабженным ходоуменьшителем.

Рабочим органом машины являются две плиты 11, расположенные в ряд сзади трактора 1. Плиты поочередно поднимаются и свободно падают на грунт, уплотняя его. В транспортном положении обе плиты подняты и подвешены на специальных крюках. Каждая плита, при подъеме и падении, скользит своими отверстиями по двум трубчатым направляющим 10, укрепленным эластично в цапфах державки 9, приваренной к несущей металлоконструкции.

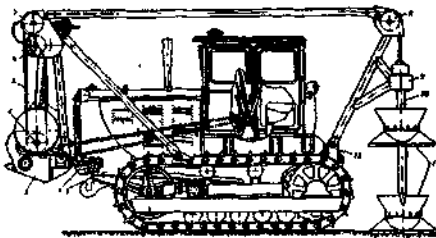


Рис. 1. Трамбовочная машина Д-471 1 – трактор; 2 – карданный вал; 3 – редуктор; 4 – кривошип; 5 – полиспаст; 6 – барабан; 7 и 8 – направляющие блоки; 9 – державка; 10 – направляющие; 11 – плита; 12 – ходоуменьшитель.

Для нормального уплотнения требуется четыре - шесть ударов каждой плиты по одному месту. С этой целью скорость непрерывного поступательного движения трактора понижается ходоуменьшителем 12, монтируемым на задней панели заднего моста трактора.

Основными недостатками рассмотренной выше машины, а также машин аналогичного назначения, являются малый КПД, дороговизна и малая производительность. Это связано с тем, что они оборудованы на базе дорогостоящих тракторов и экскаваторов и могут обеспечивать технологиче-

ский процесс только совместно с ними (совершение удара и перемещение). Так как эти машины приводятся в действие от двигателей внутреннего сгорания тракторов и экскаваторов с низким коэффициентом полезного действия, то соответственно будут низкими КПД самих уплотнительных машин.

В рассмотренной выше машине (рис. 1) удар наносится свободно падающим грузом, который поднимается на определенную высоту двигателем внутреннего сгорания посредством специальных устройств. Такой принцип работы не позволяет повысить частоту ударов, т.е. быстродействие машины.

Проведенный выше анализ конструкций и работоспособности грунтоуплотняющих машин показывает о необходимости разработки и создания высокоэффективных, надежных и высокопроизводительных машин нетрадиционного исполнения. Накопленный до настоящего времени опыт по созданию машин на основе механизмов переменной структуры (МПС) дает нам основание сделать вывод о том, что уплотнительные машины можно создавать на базе МПС. На основе проведенного анализа было установлено, что для создания таких машин из трех видов кривошипно-коромысловых МПС (с наибольшим основанием, с наибольшим шатуном, с наибольшим коромыслом) наиболее полно соответствует МПС с наибольшим коромыслом (рис. 2).

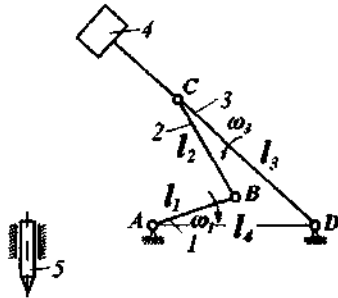


Рис 2 Кинематическая схема ударного механизма с наибольшим коромыслом

**Во второй главе** разработана методика исследования четырехзвенных рычажных механизмов, основанная на методах аналитической геометрии, и на ее основе построена пространственная диаграмма шарнирно-четырёхзвенного механизма.

При кинематическом анализе механизмов во многих случаях целесообразно использовать не абсолютные, а относительные размеры звеньев. При этом в качестве единицы измерения длин звеньев используется длина одного из звеньев механизма. Это позволяет на одну сократить число рассматриваемых переменных (длин звеньев), что создает определенные удобства при кинематическом анализе механизма. При таком подходе для четырехзвенных механизмов число переменных становится равным трем и появляется возможность исследования подобных механизмов в трехмер-

ной декартовой системе координат с использованием методов аналитической геометрии.

Рассмотрим шарнирно-четырёхзвенный механизм, структурная схема которого приведена на рис. 3,а. Приняв в качестве единицы измерения длину звена  $l_1$ , получим следующие относительные размеры: шатуна  $\lambda_2 = l_2/l_1$ , правого подвижного звена  $\lambda_3 = l_3/l_1$ , входящего в кинематическую пару со стойкой и стойки  $\lambda_4 = l_4/l_1$ , (рис. 3,б).

В трехмерной прямоугольной системе координат с осями  $\lambda_2$ ,  $\lambda_3$  и  $\lambda_4$  каждый шарнирно-четырёхзвенный механизм с относительными размерами звеньев  $\lambda_2$ ,  $\lambda_3$  и  $\lambda_4$  будет представлен в виде точки  $M(\lambda_2; \lambda_3; \lambda_4)$ , т.е. каждый механизм имеет свое место в пространстве (рис. 4). Соответственно, вся совокупность шарнирно-четырёхзвенных механизмов (ШЧМ) представляет собой объемную фигуру, состоящую из отдельных фигур соответствующих области существования различных видов ШЧМ.

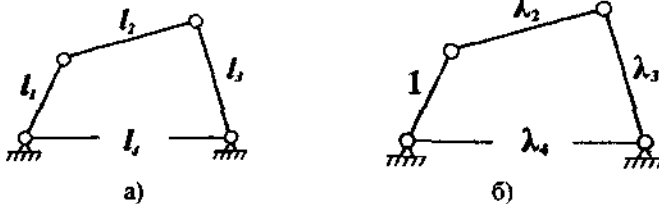


Рис 3. Структурные схемы шарнирно-четырёхзвенного механизма а - с абсолютными размерами звеньев, б - с относительными размерами звеньев

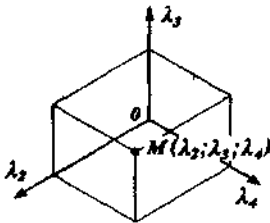


Рис 4 Шарнирно-четырёхзвенный механизм с относительными размерами звеньев  $\lambda_2$ ,  $\lambda_3$  и  $\lambda_4$ , представленный в виде точки в пространстве

Определим области существования двухкривошипных, кривошипно-коромысловых и двухкоромысловых механизмов.

Условие существования двухкривошипного механизма математически можно выразить следующей системой неравенств:

$$\begin{cases} \lambda_{3(n, \alpha)} + \lambda_{1(n, \sigma)} \leq \lambda_2 + \lambda_3 \\ \lambda_{4(n, \alpha)} + \lambda_{2(n, \sigma)} \leq \lambda_2 + 1 \\ \lambda_{4(n, \nu)} + \lambda_{2(n, \sigma)} \leq 1 + \lambda_3 \end{cases} \quad (1)$$

где индексы  $(n, \beta)$ , и  $(n, \gamma)$  означают соответственно «наибольшее» и «наименьшее».

Приведем систему неравенств (1) к следующему виду:



$$\begin{cases} \lambda_3 \geq -\lambda_2 + \lambda_4 + 1 \\ \lambda_3 \leq \lambda_2 - \lambda_4 + 1 \\ \lambda_3 \geq \lambda_2 + \lambda_4 - 1 \end{cases} \quad (2)$$

Решение системы неравенств (2) или область существования двухкривошипных механизмов графически представляет собой объемную фигуру, представленную на рис. 5.

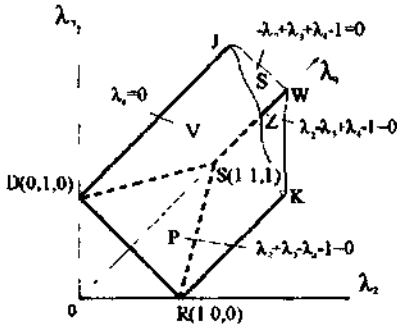


Рис 5 Область существования двухкривошипных механизмов

Область существования кривошипно-коромысловых механизмов графически представлена на рис. 6.

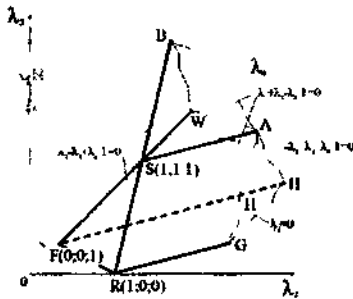


Рис 6 Область существования кривошипно-коромысловых механизмов

Определив аналогичным образом область существования двухкоромысловых механизмов, и объединив полученные фигуры с объемными фигурами, представленными на рис. 5 и 6, составим пространственную диаграмму шарнирно-четырёхзвенного механизма (рис 7).

В пространственной диаграмме области существования двухкривошипных, кривошипно-коромысловых и двухкоромысловых механизмов разделены друг от друга плоскостями, называемыми «внутренними». Именно эти плоскости с отсоединяют МПС, которые имеют «особый» положение, в которых все звенья выстраиваются в одну линию. Это позволяет МПС переходить из одного закона движения в другой. Участки внутрен-

них плоскостей, которыми разделены область существования двухкривошипных механизмов от других областей (кривошипно-коромысловых и двухкоромысловых), относятся к первой. Участки внутренних плоскостей, разделяющих области существования кривошипно-коромысловых и двухкоромысловых механизмов, относятся к области кривошипно-коромысловых механизмов.

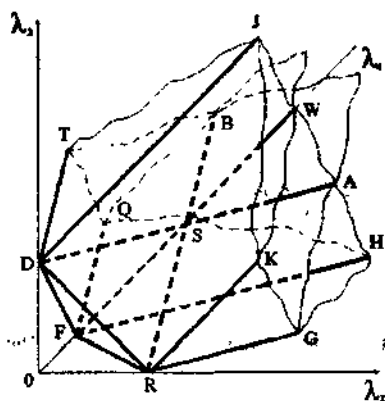


Рис 7. Пространственная диаграмма шарнирно-четырёхзвенного механизма

Механизмы, соответствующие внутренним плоскостям пространственной диаграммы и имеющие относительные размеры  $\lambda_1 = 1$  или  $\lambda_2 = 1$ , могут работать в качестве механизма первого класса.

Для большей наглядности изучения взаимного расположения механизмов в пространственной диаграмме и возможных путей перехода их из одного вида в другие, верхнюю часть пространственной диаграммы, где кривошипом является звено, относительный размер которого равен единице, преобразуем в плоскую схему, представленную на рис. 8. Анализируя данную схему, шарнирно-четырёхзвенные

механизмы с особыми положениями можно разделить на следующие две группы: 1) механизмы, которые могут переходить из второго класса в первый и наоборот; 2) механизмы, которые не могут переходить из класса в класс и всегда остаются механизмами второго класса.

К механизмам, способным переходить из класса в класс, относятся механизм квадрата, который расположен в пересечении всех внутренних плоскостей P, Z и S; двухкривошипный механизм Галлоева, который находится в линии пересечения плоскостей Z и S; кривошипно-коромысловый механизм Галлоева, расположенный в пересечении плоскостей P и Z.

Из трех механизмов первой группы механизм квадрата и двухкривошипный механизм Галлоева в качестве механизма второго класса могут работать в двухкривошипном режиме, а кривошипно-коромысловый механизм Галлоева — в кривошипно-коромысловом.

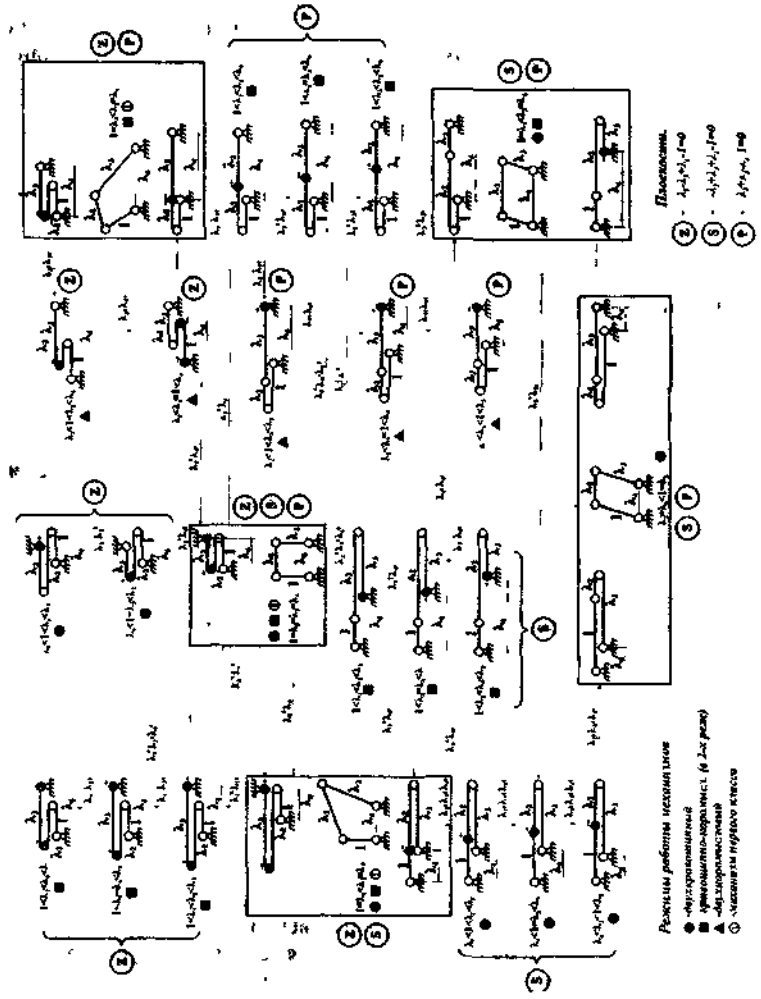


Рис 8 Шарнирно-четырёхзвенные механизмы с особыми положениями

Рассмотрим теперь механизмы второй группы, которые способны работать только в качестве механизма второго класса (рис. 8). Их всего 21, из них только один механизм, т.е. механизм параллелограмма с соотношением длин звеньев  $l = \lambda_3 < \lambda_2 = \lambda_4$  может работать в двух режимах: двухкривошипном и кривошипно-коромысловом.

Все остальные механизмы работают только в одном режиме. В двухкоромысловом режиме работают пять механизмов, в двухкривошипном режиме – шесть и в кривошипно-коромысловом режиме – девять механизмов.

С точки зрения практики, т.е. создания машин, особый интерес представляет девять механизмов, которые работают в кривошипно-коромысловом режиме. Их часто называют шарнирно-четырёхзвенными ударными механизмами. Из них три – ударные механизмы с наибольшим шатуном, три – с наибольшим коромыслом и три – с наибольшим основанием.

Из трех ударных механизмов с наибольшим коромыслом в качестве исполнительного механизма механического генератора ударных импульсов высокой мощности выбран механизм с соотношением длин звеньев  $l < \lambda_2 < \lambda_4 < \lambda_1$ . Ударные механизмы с наибольшим основанием в связи с некоторыми их недостатками по сравнению с другими двумя видами ударных механизмов, в ударных машинах в настоящее время не используются.

Уникальными свойствами обладают механизмы Галловея с соотношением длин звеньев  $l = \lambda_2 < \lambda_1 = \lambda_4$  (кривошипно-коромысловый механизм Галловея) и механизм параллелограмма с соотношением длин звеньев  $l = \lambda_1 < \lambda_2 = \lambda_4$ . Так, например, механизм Галловея с соотношением длин звеньев  $l = \lambda_2 < \lambda_1 = \lambda_4$  может работать как ударный механизм с наибольшим коромыслом, и как ударный механизм с наибольшим основанием.

На рис. 8 показаны также пути последовательного перехода шарнирно-четырёхзвенных механизмов с особыми положениями из одного вида в другие при одновременном варьировании длин двух звеньев. Варьирование длин звеньев условно обозначено стрелками, направленными вверх (увеличение) и стрелками, направленными вниз (уменьшение). Например,  $\lambda_3 \uparrow \lambda_2 \downarrow$  – означает увеличение относительной длины  $\lambda_3$  звена 3 с одновременным уменьшением относительной длины  $\lambda_2$  звена 2.

**В третьей главе.** Сформулированы условия существования шарнирно-четырёхзвенных механизмов с особыми положениями и определены их виды. Для шарнирно-четырёхзвенных механизмов с особыми положениями получены графические зависимости угловых координат звеньев от обобщенной угловой координаты ведущего звена и произведен их анализ.

Составлены уравнения для определения скоростей, ускорений, их аналогов, а также передаточных функций звеньев и их центров масс с учетом ускоренного движения ведущего звена шарнирно-четырёхзвенного механизма переменной структуры. Усовершенствование аналитического метода определения передаточных функций угловых скоростей звеньев в особом положении механизма, в результате которого более основательно до-

казаны положения, принятые за основу данного метода. Произведен кинематический анализ в особом положении механизмов с наибольшим шатуном, коромыслом и основанием.

На основе расчетной схемы, приведенной на рис. 9, получены следующие формулы для определения угловых координат звена  $\ell$ , шарнирно-четырёхзвенного механизма:

$$\varphi_3 = \operatorname{sgn}(-\sin \varphi_1) \cdot \arccos \frac{\lambda_4 - \cos \varphi_1}{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \varphi_1} + \arccos \frac{\lambda_2^2 - \lambda_1^2 - \lambda_4^2 + 2\lambda_4 \cos \varphi_1 - 1}{2\lambda_3 \sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \varphi_1}}; \quad (3)$$

$$\varphi_3^* = \operatorname{sgn}(-\sin \varphi_1) \arccos \frac{\lambda_4 - \cos \varphi_1}{\sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \varphi_1}} - \arccos \frac{\lambda_2^2 - \lambda_1^2 - \lambda_4^2 + 2\lambda_4 \cos \varphi_1 - 1}{2\lambda_3 \sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \varphi_1}}. \quad (4)$$

Формулы (3) и (4) отличаются от ранее известных формул тем, что угловая координата базового вектора  $\ell$ , определяется через функции  $\arccos$ , а не  $\operatorname{arctg}$ , во вторых введенная в эти формулы  $\operatorname{sgn}(-\sin \varphi_1)$  позволяет получить правильный ответ из двух вариантов решения функции  $\arccos$ .

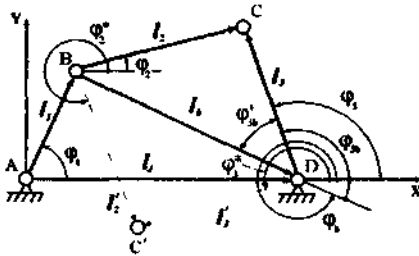


Рис 9 Расчетная схема для определения угловых координат звеньев

На рис 9 видно, что треугольник, образованный кинематическими парами, может иметь форму  $BDC$  или  $BDC'$ . Для удобства условно примем следующее: если в процессе работы механизма треугольник имеет контур  $BDC$ , то считаем, что механизм работает по первому закону движения. Соответственно, если треугольник имеет контур  $BDC'$ , то закон движения считается вторым. В первом случае угловая координата коромысла определяется углом  $\varphi_3$  (3), а во втором – углом  $\varphi_3^*$  (4).

Существуют механизмы, которые имеют положения, при которых треугольник  $BDC$  или  $BDC'$  превращается в отрезок прямой линии. Такое положение механизма называется «особым», а механизмы с такими положениями – механизмами с особыми положениями. В особом положении механизм может переходить из одного закона движения в другой без его разборки.

При кинематическом анализе шарнирно-четырёхзвенных механизмов аналитическим методом, уравнения скоростей и ускорений точек, а также передаточных функций можно получить, используя в качестве расчетных схем планы скоростей и ускорений

Расположив план скоростей в декартовой системе координат  $Pxy$  так, чтобы его полюс совпал с началом координат, а направление вектора  $Pc$  –

с положительным направлением оси  $x$  (рис. 10), и проектируя векторное уравнение  $p\vec{b} + b\vec{c} = p\vec{c}$  на оси  $Px$  и  $P_y$ , получим:

$$\begin{cases} pb \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + bc \cos(\varphi_2 - \varphi_3) = pc \\ pb \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + bc \sin(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \end{cases}$$

Умножив все члены уравнений указанной выше системы на масштаб скоростей  $\mu_v$ , имеем:

$$\begin{cases} v_B \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + v_{C/B} \cos(\varphi_2 - \varphi_3) = v_C \\ v_B \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + v_{C/B} \sin(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Из второго уравнения данной системы уравнений определяется скорость точки  $C$  относительно точки  $B$ :

$$v_{CB} = \frac{v_B \sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \quad (6)$$

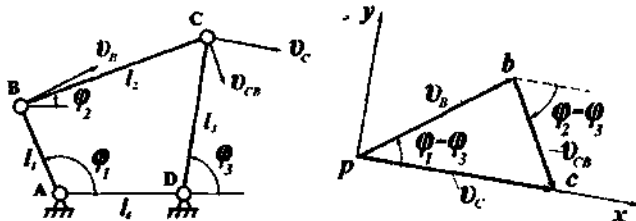


Рис. 10. Расчетная схема для определения скоростей звеньев шарнирно-четырёхзвенного механизма

Подставляя (6) в первое уравнение системы уравнений (5), получим формулу для определения абсолютной скорости точки  $C$ :

$$v_C = \frac{v_B \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \quad (7)$$

С использованием изложенного выше метода определяются и ускорения звеньев. Так, например, угловое ускорение коромысла определяется по формуле:

$$\varepsilon_3 = \frac{a_B \cos(\varphi_2 - \varphi_1 + \varphi_{a1}) - a_C'' \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + a_{CB}''}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}$$

По полученным выше формулам можно определить скорости, ускорения и кинематические передаточные функции только для положений механизма, отличающихся от «особого». Для особого положения эти уравнения не применимы, т.к. при этом звенья  $l_2$  и  $l_3$  лежат в одной линии и соответственно  $\sin(\varphi_2 - \varphi_3) = 0$ . В связи с тем, что именно в особых положениях ударных механизмов передаточные отношения  $u_{31}$  и  $u_{21}$  достигают максимальные значения и совершается удар коромысла по волноводу, возник-

ла потребность определения их другим методом. Этот метод был разработан, и на его основе получены следующие формулы для определения передаточных отношений в особом положении механизма.

$$u_{11}^n = \frac{1}{1-\lambda_4} \left( 1 + \sqrt{\frac{\lambda_4 \lambda_2}{\lambda_3}} \right); \quad (8)$$

$$u_{21}^n = \frac{1}{1-\lambda_4} \left( 1 + \sqrt{\frac{\lambda_4 \lambda_1}{\lambda_2}} \right). \quad (9)$$

**В четвертой главе** составлены уравнения для приведения сил тяжести звеньев кривошипно-коромыслового ударного механизма с учетом всех возможных положений центров масс относительно самих звеньев и положения механизма относительно горизонтальной плоскости. Составлены уравнения для приведения масс звеньев кривошипно-коромыслового ударного механизма

Разработана методика силового расчета шарнирно-рычажных механизмов, которая в отличие от традиционных аналитических методов, позволяет определить нормальные и тангенциальные составляющие сил взаимодействия звеньев, тем самым наиболее полно характеризует нагрузки на звенья в различных положениях механизма.

При динамическом анализе высокоскоростных машин, где преобладают инерционные силы и моменты, силами тяжести пренебрегают. В рассматриваемом случае, наоборот – в механическом генераторе ударных импульсов высокой мощности удар совершается массивным коромыслом с частотой в пределах 0,35 Гц. В связи с этим учет сил тяжести при динамическом анализе механического генератора ударных импульсов высокой мощности является обязательным условием. При этом также появляется возможность анализировать на ЭВМ изменение работоспособности данной машины при различных углах ее наклона  $\psi$  относительно горизонтальной поверхности, и угла наклона  $\gamma$  исполнительного механизма относительно корпуса машины (рис. 11).

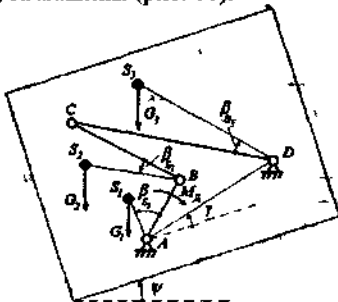


Рис. 11 Схема расположения шарнирно-четырёхзвенного механизма относительно горизонтальной плоскости

Для определения приведенных моментов сил тяжести звеньев использована расчетная схема (рис. 12), на основе которой получены следующие формулы:

$$M_{G_1}^{np} = G_1 \frac{v_{s_1}}{|\omega_1|} \cdot \cos \alpha_{1np}; M_G^{np} = G_2 \frac{v_{s_2}}{\omega_1} \cdot \cos \alpha_{2np}; M_{G_3}^{np} = G_3 \frac{v_{s_3}}{|\omega_3|} \cdot u_{31} \cos \alpha_{3np} \quad (10)$$

Момент инерции МПС, приведенный к кривошипу определяется по формуле

$$I_{MPC}^{np} = I_{1A} + m_2 \left( \frac{v_{s_2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{2S} u_{21}^2 + I_{3D} u_{31}^2. \quad (11)$$

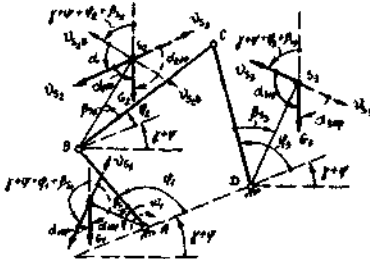


Рис 12 Расчетная схема для определения приведенных моментов сил тяжести звеньев шарнирно-четырёхзвенного механизма.

**В пятой главе.** Разработаны теоретические основы создания машин высокой мощности на основе МПС. Составлены уравнения для определения реактивных ударных импульсов в опоре коромысла с учетом инерционных параметров коромысла и шатуна, а также выявлены пути уменьшения реактивных импульсов в шарнирах до минимума. Впервые на основе механизма переменной структуры с наибольшим коромыслом разработан и изготовлен опытный образец механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 (см. рис. 16).

Момент инерции коромысла относительно шарнира D определяется как сумма моментов инерции относительно той же оси массивной ударной части 1 (в рассматриваемом случае в форме цилиндра) и относительно легкой стержня 2:

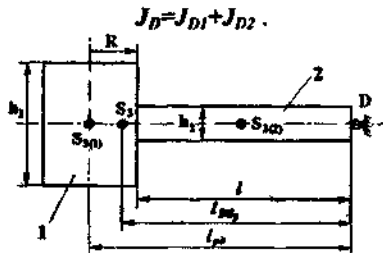


Рис 13 Схема коромысла с массивным бойком

Момент инерции коромысла относительно оси D определяется по формуле:

$$J_D = m_1 \left( \frac{5R^2}{4} + \frac{h_1^2}{12} + \ell^2 + 2\ell R \right) + m_2 \left( \frac{\ell^2}{3} + \frac{h_2^2}{12} \right). \quad (12)$$



где  $m_1$  – масса ударной части коромысла;  $R$  – радиус цилиндрической ударной массы;  $h_1$  – высота цилиндра;  $l$  – длина стержня;  $m_2$  – масса стержня коромысла;  $h_2$  – ширина стержня коромысла.

При конструировании коромысла необходимо добиваться совмещения центра удара с точкой  $S_{3(1)}$  – центром тяжести ударной части. Для решения этой задачи должны быть заданы следующие исходные параметры:

- момент инерции коромысла относительно оси D;
- размеры и масса ударной части коромысла;
- масса единицы длины стержня коромысла –  $k$ .

Для совмещения центра удара с центром тяжести ударной части коромысла должно выполняться условие:

$$\ell + R = \frac{J_D}{m\ell_{DS_3}} \quad (13)$$

Расстояние от оси вращения до центра тяжести определяется как

$$\ell_{DS_3} = \frac{m_1(\ell + R) + 0,5m_2\ell}{m} \quad (14)$$

Массу стержня коромысла можно выразить как

$$m_2 = k \cdot \ell,$$

где  $k$  – масса единицы длины стержня.

Подставляя (14) в уравнение (13), получим:

$$0,5k\ell^3 + (m_1 + 0,5kR)\ell^2 + 2m_1R\ell + m_1R^2 - J_D = 0. \quad (15)$$

Все слагаемые уравнения (15) делим на  $0,5k$  и введем обозначения

$$\sigma_1 = \frac{m_1 + 0,5kR}{0,5k}, \quad \sigma_2 = \frac{2m_1R}{0,5k}, \quad \sigma_3 = \frac{m_1R^2 - J_D}{0,5k},$$

перепишем его в следующем виде:

$$\ell^3 + \sigma_1\ell^2 + \sigma_2\ell + \sigma_3 = 0. \quad (16)$$

Решив уравнения (16) третьей степени, получим значения  $l_1$ ,  $l_2$  и  $l_3$ . Одна из трех величин является требуемой длиной стержня коромысла, при которой центр удара совпадает с центром тяжести ударной части коромысла, что позволяет исключить ударные импульсы в шарнире «коромысло – стойка».

Рассмотрим вывод формул для расчета реактивных ударных импульсов, возникающих в опоре коромысла с учетом приведенной массы шатуна и момента инерции относительно оси коромысла. При этом направление ударного импульса, действующего на боек коромысла со стороны волновода, принято не перпендикулярно прямому, соединяющим точку удара с опорой коромысла, а под углом  $\beta = \arctg f$  (рис. 14) относительно нормали, проведенной к верхней торцевой поверхности волновода, где  $f$  – коэффициент трения при ударе между бойком и волноводом.

Систему координат строим следующим образом: за ноль принимаем ось вращения коромысла, ось  $x$  проведем параллельно торцевой поверхности волновода, ось  $y$  – перпендикулярно ей. Точкой  $C$  обозначен центр массы коромысла, точкой  $N$  – шарнир «коромысло – шатун», к которой приведена масса шатуна,  $K$  – точка удара.

Согласно теореме об изменении количества движения:

$$m_k(V_{C(-)}^x - V_{C(+)}^x) + m_w^n(V_{N(-)}^x - V_{N(+)}^x) + I_0^x + I_x = 0; \quad (17)$$

$$m_k(V_{C(-)}^y - V_{C(+)}^y) + m_w^n(V_{N(-)}^y - V_{N(+)}^y) + I_0^y + I_y = 0, \quad (18)$$

где  $m_k$  – масса коромысла;  $m_w^n$  – приведенная масса шатуна;  $I_0^x, I_0^y$  – проекции реактивного импульса на оси координат;  $I_x, I_y$  – проекции на оси координат ударного импульса, действующего на боек коромысла со стороны волновода.

Индексы «-» и «+» относятся к скоростям центра масс коромысла (точка  $C$ ) и приведенной массе шатуна (точка  $N$ ) соответственно до удара и после удара. Верхние индексы « $x$ » и « $y$ » обозначают проекции скоростей соответственно на оси  $x$  и  $y$ .

Из теоремы об изменении момента количества движения имеем:

$$I_x y_k + I_y x_k = -[J + m_w^n \ell_{ON}^2 (\omega_- - \omega_+)], \quad (19)$$

где  $J$  – момент инерции коромысла относительно оси вращения  $O$ ;  $\omega_-$  и  $\omega_+$  – угловая скорость коромысла до и после удара. Положительное направление скорости принято против вращения часовой стрелки;  $\ell_{ON}$  – расстояние от центра «шатун – коромысло» до опоры коромысла.

Учитывая, что  $I_x = f \cdot I_y \operatorname{sgn}(-y_k)$ , из уравнения (19) получим:

$$I_y = \frac{(J + m_w^n \ell_{ON}^2) \omega_- (1 + R)}{f y_k - x_k} \quad (20)$$

и 
$$I_x = \frac{f(J + m_w^n \ell_{ON}^2) \omega_- (1 + R) \operatorname{sgn} y_k}{x_k - y_k f}, \quad (21)$$

где  $R = -\frac{\omega_+}{\omega_-}$  – величина, противоположная по знаку коэффициенту восстановления скорости коромысла.

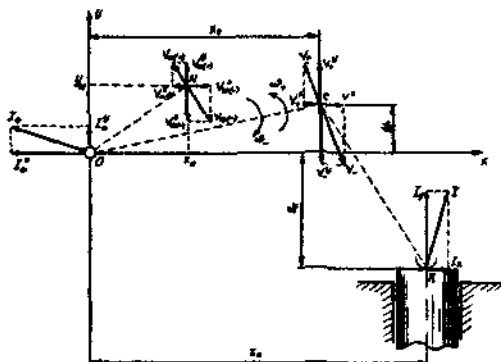


Рис 14 Расчетная схема для определения реактивных импульсов в опоре коромысла с учетом инерционных параметров шатуна.

Учитывая, что

$$V_{c(-)}^x - V_{c(+)}^x = -y_c \omega_- (1+R);$$

$$V_{N(-)}^x - V_{N(+)}^x = -y_N \omega_- (1+R);$$

$$V_{c(-)}^y - V_{c(+)}^y = x_c \omega_- (1+R);$$

$$V_{N(-)}^y - V_{N(+)}^y = x_N \omega_- (1+R),$$

уравнения (17) и (18) можно переписать в виде:

$$m_k y_c \omega_- (1+R) + m_w^n y_N \omega_- (1+R) - I_0^x - I_x = 0; \quad (22)$$

$$m_k x_c \omega_- (1+R) + m_w^n x_N \omega_- (1+R) + I_0^y + I_y = 0. \quad (23)$$

Подставляя (20) в (23) и (21) в (22), получим:

$$I_0^x = \omega_- (1+R) \cdot \left( m_k y_c + m_w^n y_N - \frac{(J + m_w^n \ell_{0N}^2) f \operatorname{sgn} y_k}{x_k - f y_k} \right); \quad (24)$$

$$I_0^y = -\omega_- (1+R) \cdot \left( m_k x_c + m_w^n x_N + \frac{J + m_w^n \ell_{0N}^2}{f y_k - x_k} \right). \quad (25)$$

Координаты  $y_c^n$  и  $x_c^n$  идеального расположения центра масс коромысла, при которых составляющие реактивного импульса  $I_0^x$  и  $I_0^y$  становятся равными нулю, определяются из уравнений (24) и (25):

$$y_c^n = \frac{1}{m_k} \left( \frac{(J + m_w^n \ell_{0N}^2) f \operatorname{sgn} y_k}{x_k - f y_k} - m_w^n y_N \right); \quad (26)$$

$$x_c^n = -\frac{1}{m_k} \left( \frac{J + m_w^n \ell_{0N}^2}{x_k - f y_k} + m_w^n x_N \right). \quad (27)$$

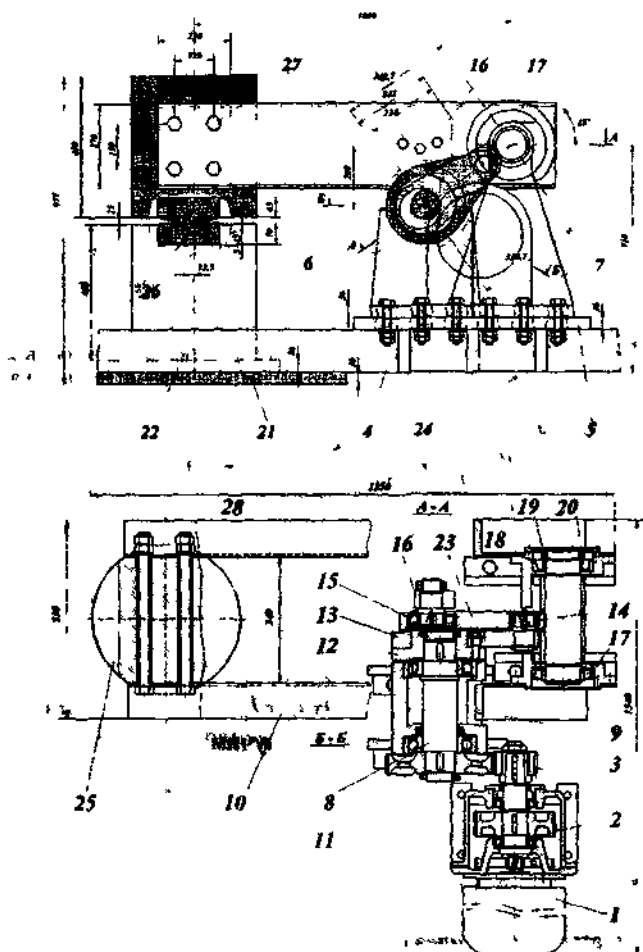


Рис 15 Конструктивная схема механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 1-электродвигатель 2-редуктор, 3-шестерня, 4-рама, 5-платформа 6-стойка кривошипа, 7-стойка коромысла, 8-вал кривошипа, 9-паз стойки кривошипа, 10-стержень коромысла, изготовленная из швеллера, 11-зубчатое колесо, 12-фланец, 13-кривошип, 14-сферический подшипник скольжения 15-шарикоподшипник, 16-кронштейн, 17-ступица 18-подшипник, 19, 20-регулирующие гайки, 21-уплотнительная плита, 22-волновод, 23-шатун, 24-ребра жесткости, 25-ударная масса коромысла, 26-боек коромысла, 27-болты для крепления ударной массы к стержню коромысла 28-контргайка

Результаты проведенных расчетов были положены в основу конструкции механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1, конструктивная схема которого приведена на рис. 15, а общий вид – на рис. 16.

Механический генератор ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 (рис. 15) состоит из мотора-редуктора МЦ2С-125, состоящего из асинхронного электродвигателя 4А112М4РЗУЗ и двухступенчатого редуктора 2, дополнительной косозубой цилиндрической зубчатой передачи с зубчатой шестерней 3 и колесом 11 и шарнирно-четырёхзвенного МПС.

Корпус машины состоит из рамы 4, изготовленной из балок с двутавровым сечением. На раме жестко закреплена платформа 5, изготовленная из листовой стали толщиной 36 мм. Мотор-редуктор, стойка 6 кривошипа и стойка 7 коромысла закреплены к платформе болтами и гайками.

Коромысло состоит из ударной массы 25 цилиндрической формы и стержня коромысла 10, основу которой составляют две балки, изготовленные из швеллера № 27. На нижнем торце вставлен боек 26 со сферическим торцом. Ось бойка смещена относительно оси цилиндрической массы на 13,5 мм, т.е. на расстоянии  $l_{\text{ю}} = 1,0135 \text{ м}$  от оси коромысла, что позволяет максимально снизить реактивные импульсы, возникающие в опоре коромысла в момент удара.

Передняя часть рамы установлена на уплотнительной плите 21, а на этой же плите между двумя балками рамы установлен волновод 22.

Механический генератор ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 работает следующим образом: Вращающий момент от ротора электродвигателя 1 передается через редуктор 2 и дополнительную зубчатую передачу к кривошипу 13. Вращательное движение кривошипа 13 посредством шатуна 23 преобразуется в качательное движение коромысла со скачкообразно изменяющимся передаточным отношением в особом положении исполнительного механизма. Удар совершается в конце движения коромысла от крайнего к особому положению. При нанесении удара бойком 26 по волноводу 22 кинетическая энергия коромысла передается к волноводу в виде ударных волн и кинетической энергии. Далее она передается через уплотнительную плиту 21 к обрабатываемой поверхности. Перемещение механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 с одного места на другое (вперед) происходит под действием центростремительной силы, качающегося коромысла, т.е. не требует специального тягача. Для корректировки направления движения уплотнительной машины должно быть предусмотрено дополнительное устройство.

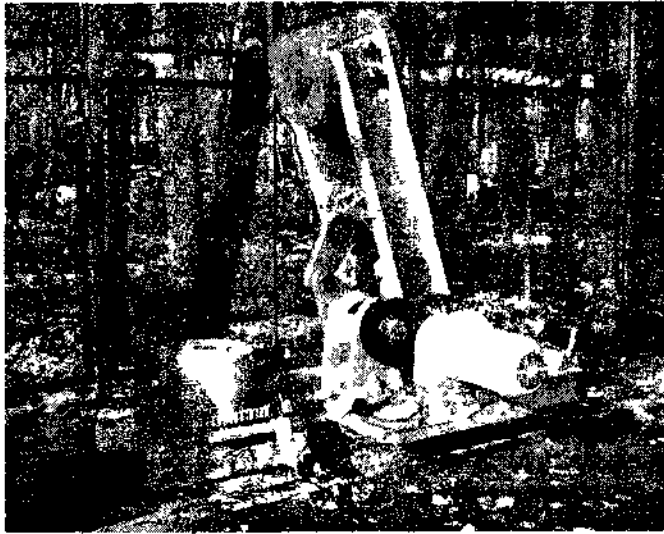


Рис 16 Механический генератор ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1

**В шестой главе** разработана новая методика динамического анализа шарнирно-рычажных механизмов, основанная на методах численного интегрирования, с применением которой проведен динамический анализ механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1. Получены графические зависимости кинематических и динамических параметров от угловой координаты кривошипа и времени при различных положениях машины относительно горизонтальной поверхности. Приведены результаты экспериментального исследования ГУИМ-1 и проведен анализ их соответствия с результатами машинного анализа. Разработаны рекомендации по усовершенствованию конструкции, повышению надежности и производительности механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1

Для проведения динамического анализа ГУИМ-1 используем уравнение движения в дифференциальной форме.

$$J_{\Sigma}^{np} \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_{\Sigma}^{np}}{d\varphi} \omega^2 = M_{\Sigma}^{np}. \quad (28)$$

В уравнении (28) суммарный приведенный момент инерции  $J_{\Sigma}^{np}$  состоит из двух составляющих: приведенного момента инерции, зависящего от положения механизма (приведенный момент инерции кривошипно-

коромыслового исполнительного ударного механизма)  $J_{MDC}^{np}$  и приведенного момента, имеющего постоянное значение (приведенный момент инерции ротора электродвигателя и вращающихся деталей и узлов редуктора)  $J_{const}^{np}$ .

$$J_{\Sigma}^{np} = J_{MDC}^{np} + J_{const}^{np} \quad (29)$$

Суммарный приведенный момент  $M_{\Sigma}^{np}$  в уравнении (28) состоит из приведенного момента сил тяжести звеньев МПС  $M_{G_{\Sigma}}^{np}$ , зависящего от положения механизма и приведенного момента двигателя  $M_{\omega}^{np}$ , зависящего от скорости вращения кривошипа, т.е.  $M_{\Sigma}^{np} = M_{G_{\Sigma}}^{np} + M_{\omega}^{np}$ .

Вторая составляющая суммарного приведенного момента  $M_{\omega}^{np}$ , т.е. момент на валу ротора асинхронного электродвигателя, приведенный к кривошипу и зависящий от угловой скорости кривошипа, определяется на основе формулы Клосса:

$$M_{\omega}^{np} = \frac{2M_{\kappa}^{np} \cdot S \cdot S_{\kappa}}{S_{\kappa}^2 + S^2}, \quad (30)$$

Угловое перемещение кривошипа (звена приведения) делим на элементарные угловые шаги величиной  $\Delta\varphi^* = \varphi_1^* - \varphi_0^* = \dots = \varphi_n^* - \varphi_{n-1}^*$  (рис. 17). Приближенно можно принять, что в пределах небольшого интервала  $\Delta\varphi^*$  движение звена приведения равноускоренное, суммарный приведенный момент инерции изменяется линейно, а суммарный приведенный момент остается неизменным. С учетом отмеченных выше допущений, формулу (28) можно записать в следующем виде:

$$J_{\Sigma}^{np} \cdot \varepsilon + \frac{1}{2} \frac{\Delta J_{\Sigma}^{np}}{\Delta\varphi^*} \omega^2 = M_{G_{\Sigma}}^{np}(\varphi^*) + M_{\omega}^{np}(\omega), \quad (31)$$

где  $J_{\Sigma}^{np}$  - среднее значение суммарного приведенного момента в угловом шаге  $\Delta\varphi^*$ ;  $\varepsilon$  - угловое ускорение звена приведения в угловом шаге  $\Delta\varphi^*$ ;  $\Delta J_{\Sigma}^{np}$  - разность значений суммарного приведенного момента  $J_{\Sigma}^{np}$  в конце и начале углового шага  $\Delta\varphi^*$ ;  $\omega$  - угловая скорость звена приведения в начале углового шага  $\Delta\varphi^*$ ;  $M_{G_{\Sigma}}^{np}(\varphi^*)$  - среднее значение суммарного приведенного момента сил тяжести подвижных звеньев МПС в угловом шаге

$\Delta\varphi^*$ ;  $M_{os}^{np}(\omega)$  – приведенный момент двигателя в начале углового интервала  $\Delta\varphi^*$ .

Формулу (31) применительно к перемещению звена приведения из положения «0» ( $\varphi_0^*$ ) в положение «1» ( $\varphi_1^*$ ) запишем в следующем виде:

$$J_{\Sigma}^{np}(\varphi_0^*) \cdot \varepsilon_{01} + \frac{1}{2} \cdot \frac{J_{\Sigma}^{np}(\varphi_1^*) - J_{\Sigma}^{np}(\varphi_0^*)}{\Delta\varphi^*} \cdot \omega_0^2 = M_{os}^{np}(\varphi_0^*) + M_{os}^{np}(\omega_0). \quad (32)$$

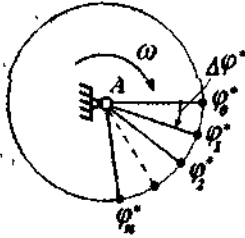


Рис 17

Для выполнения расчета, должны быть заданы начальные условия, т.е.  $\varphi_0^*$  и  $\omega_0$ . Из этих начальных условий определяем  $\varphi_1^* = \varphi_0^* + \Delta\varphi^*$ , затем, используя формулу (29) определяем  $J_{\Sigma}^{np}(\varphi_0^*)$  и  $J_{\Sigma}^{np}(\varphi_1^*)$ . Момент на валу двигателя  $M_{os}^{np}(\omega_0)$ , приведенный к кривошипу, определяется по формуле (30).

Таким образом, из уравнения (32) можно определить ускорение  $\varepsilon_{01}$  звена приведения в интервале углового перемещения от  $\varphi_0^*$  до  $\varphi_1^*$ :

$$\varepsilon_{01} = \frac{M_{os}^{np}(\varphi_0^*) + M_{os}^{np}(\omega_0)}{J_{\Sigma}^{np}(\varphi_0^*)} - \frac{1}{2} \cdot \frac{J_{\Sigma}^{np}(\varphi_1^*) - J_{\Sigma}^{np}(\varphi_0^*)}{\Delta\varphi^* \cdot J_{\Sigma}^{np}(\varphi_0^*)} \cdot \omega_0^2. \quad (33)$$

Выше было отмечено, что внутри углового шага  $\Delta\varphi^*$ , из-за его малости, движение звена приведения считалось равноускоренным. Тогда промежуток времени  $\Delta t_{01}$ , в течение которого кривошип (звено приведения) поворачивается на угол  $\Delta\varphi^*$  (от угла  $\varphi_0^*$  до  $\varphi_1^*$ ), определяется по следующей формуле:

$$\Delta t_{01} = \frac{-\omega_0 + \sqrt{\omega_0^2 + 2\varepsilon_{01} \cdot \Delta\varphi^*}}{\varepsilon_{01}}. \quad (34)$$

Далее, по общеизвестной формуле  $\omega_1 = \omega_0 + \varepsilon_{01} \cdot \Delta t_{01}$  определим угловую скорость кривошипа в конце углового шага  $\Delta\varphi^*$ , т.е. в положении, соответствующем углу  $\varphi_1^*$ .

Поскольку стала известна угловая скорость  $\omega_1$ , все проведенные выше расчеты кинематических параметров можно использовать и для сле-



дующих угловых шагов кривошипа, т.е. для углового перемещения звена приведения от  $\varphi_1^*$  до  $\varphi_2^*$ , затем от  $\varphi_2^*$  до  $\varphi_3^*$ , и т.д.

На основе предложенной выше методики была составлены алгоритм и программа расчета на ЭВМ и получены графики зависимостей кинематических и динамических параметров ГУИМ-1 от обобщенной координаты  $\varphi_1^*$  и от времени  $t$ .

На рис. 18 приведены графические зависимости потребляемой мощности двигателя  $N_{дв}$  и угла поворота коромысла относительно его особого положения  $180^\circ - \varphi_3$  ( $\varphi_3^*$ ) от времени  $t$  при горизонтальном положении машины, т.е. когда  $\psi = 0^\circ$  (см. рис. 21).

С целью проверки достоверности графических зависимостей (рис. 18), полученных машинным анализом, эти же параметры были определены экспериментальным путем.

Для измерения потребляемой мощности механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 изготовлен стенд, который представлен на рис 19

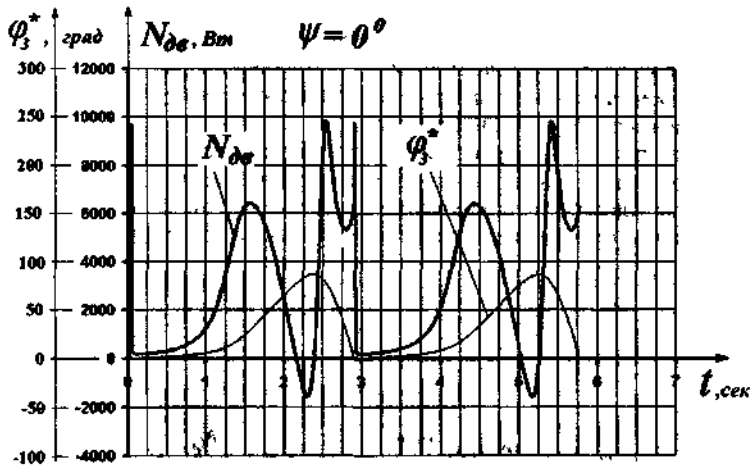


Рис 18 Зависимость угла поворота коромысла  $\varphi_3^*$  и потребляемой мощности двигателя  $N_{дв}$  от времени  $t$  при  $\psi = 0^\circ$

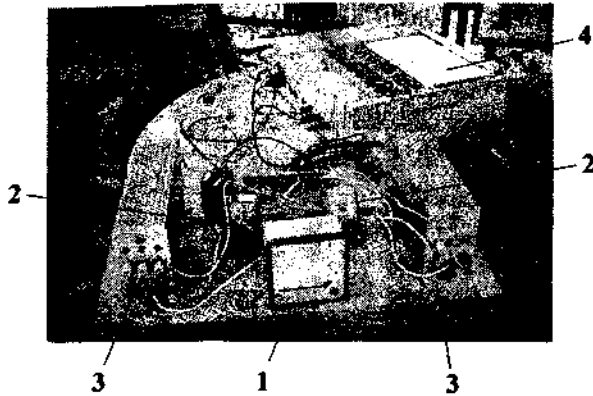


Рис. 19. Стенд для измерения потребляемой мощности механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1. 1 - ваттметр; 2 - трансформатор тока; преобразователь мощности; 4 - самопишущий прибор

Результаты записи диаграмм потребляемой мощности двигателя и угла поворота  $\varphi_3^*$  ( $180^\circ - \varphi_3$ ) коромысла ГУИМ-1 при  $\psi = 0^\circ$  представлены на рис. 20. Сравнивая графически зависимости потребляемой мощности и угла поворота коромысла от времени  $t$ , полученные на ЭВМ (см. рис. 18.) и экспериментальным путем (см. рис. 20), можно заметить, что эти диаграммы не имеют существенного отличия, за исключением участка, соответствующего предударному моменту. Это объясняется тем, что механическая характеристика асинхронного электродвигателя, полученная на основе формулы Клосса и использованная в динамической модели, имеет некоторое отличие от реальной механической характеристики электродвигателя.

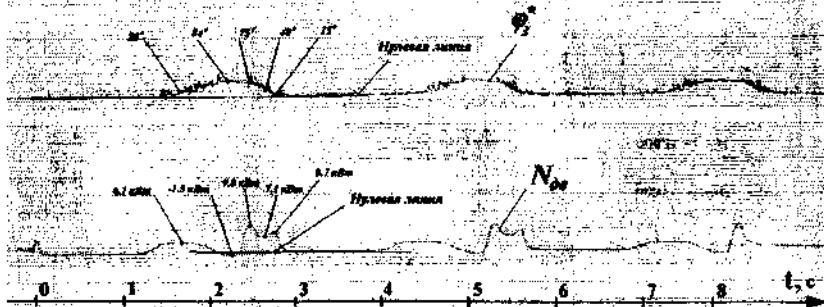


Рис. 20. Записи диаграмм потребляемой мощности  $N_{\text{от}}$  и угла поворота коромысла  $\varphi_3^*$ , полученные экспериментальным путем при  $\psi = 0^\circ$

Работоспособность механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 существенно зависит от его положения относительно горизонтальной поверхности.

Графики зависимостей угловой скорости  $\omega_1$  кривошипа и момента  $M_{\text{см}}$  на валу ротора двигателя от обобщенной угловой координаты  $\phi_1$  для ударной машины с углом  $\psi = 0^\circ$  (рис. 21) приведены на рис. 22.

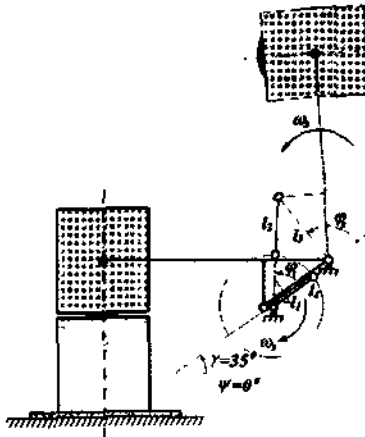


Рис. 21 Горизонтальное расположение механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1

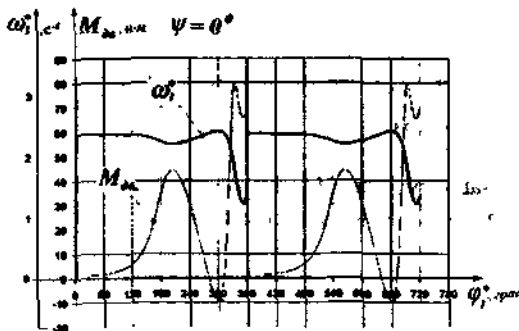


Рис. 22 Зависимость угловой скорости кривошипа  $\omega_1^*$  и момента  $M_{\text{см}}$  на валу двигателя от угла  $\phi_1^*$  при  $\psi = 0^\circ$

Машинный анализ показал, что увеличение угла  $\psi$  в отрицательном направлении (по часовой стрелке) приводит к уменьшению энергии удара, и при  $\psi = -67^\circ$  полностью исключается возможность удара. С увеличением угла наклона машины  $\psi$  в положительном направлении (против часовой стрелки) также уменьшается энергия удара, и при  $\psi = 160^\circ$  она равняется нулю. На рис. 23 и 24 представлены схемы механизмов и зависимости угловой скорости кривошипа  $\omega_1^*$  и момента  $M_{\text{см}}$  двигателя от угла  $\phi_1^*$ , со-

ответственно при  $\psi = -66^\circ$  и  $\psi = 159^\circ$ , когда еще существует возможность коромысла нанести удар по инструменту

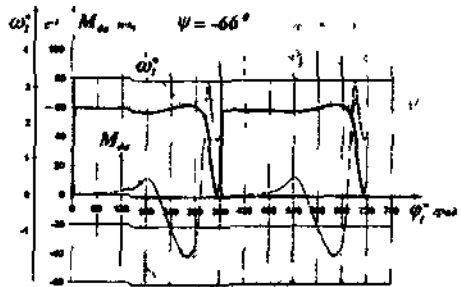
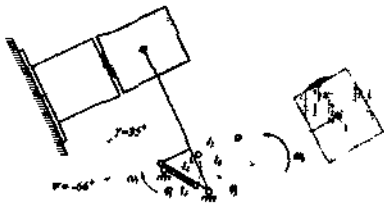


Рис 23

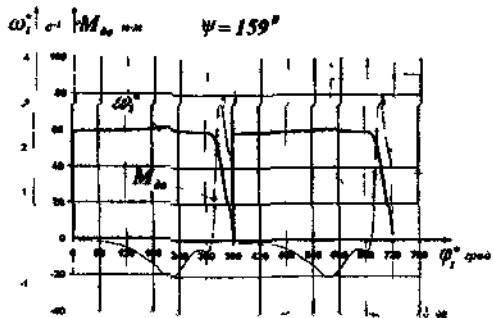
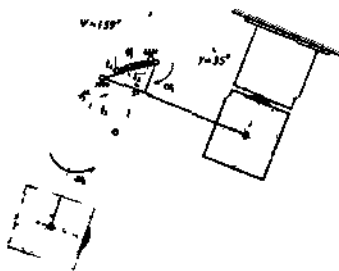


Рис 24

Анализируя графические зависимости  $M_{0v}$  от  $\phi_1^*$ , приведенные на рис 22, 23 и 24, можно заметить, что в каждой из них имеются участки, в которых электродвигатель работает в режиме генератора, т.е. торможении, при котором затрачивается определенная часть накопленной кинетической энергии ударной массы (коромысла), что приводит к уменьшению энергии удара. Отсюда можно сделать вывод о том, что для увеличения энергии удара ГУИМ-1 необходимо его снабжать пружинным накопителем энергии или маховиком

На рис 25 представлена схема механического генератора ударных импульсов высокой мощности с пружинным накопителем энергии и зависимость угловой скорости кривошипа  $\omega_1^*$  и момента  $M_{0v}$  на валу двигателя от угла  $\phi_1^*$  при использовании пружинного накопителя энергии

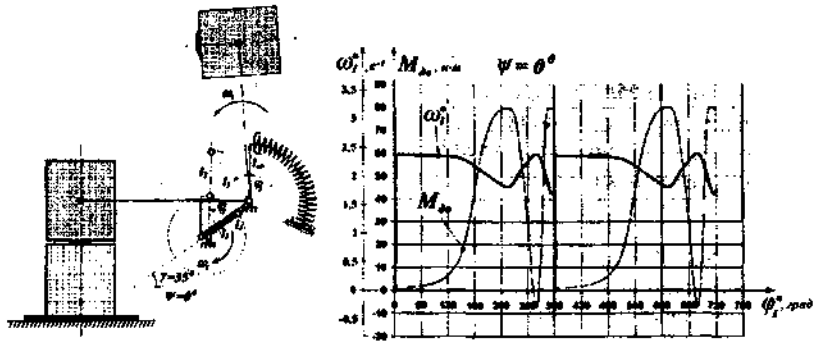


Рис. 25

После установки маховика в ГУИМ-1 энергия удара коромысла составляет  $E = 13575,96$  Дж, тогда как в ГУИМ-1 без пружинного накопителя  $E = 7941,65$  Дж. Но установка пружинного накопителя энергии в ГУИМ-1 позволит увеличить энергию удара данной машины до 71%, но не более, т.к. при дальнейшем увеличении жесткости пружинного накопителя исключается возможность поднятия коромысла до крайнего положения.

Рассмотрим теперь, как влияет установка маховика на валу двигателя на энергию удара.

Графики зависимостей угловой скорости  $\omega_1^*$  кривошипа и момента  $M_{дв}$  двигателя от  $\phi_1^*$  для машины, на валу двигателя которой установлен маховик с моментом инерции  $J_{мах} = 1,816$  кг·м<sup>2</sup> ( $J_{мп}^{пр} = 8000$  кг·м<sup>2</sup>), приведены на рис. 26.

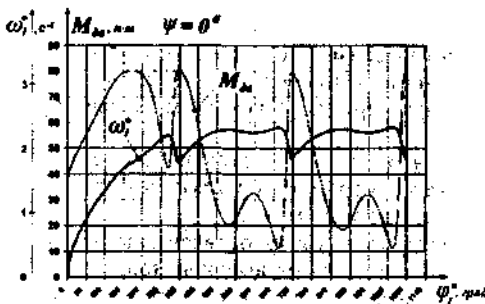


Рис.26. Зависимости угловой скорости кривошипа  $\omega_1^*$  и момента двигателя  $M_{дв}$  от угловой координаты  $\phi_1^*$  при установке маховика с моментом инерции  $J_{мах} = 1,816$  кг·м<sup>2</sup> на валу ротора электродвигателя ( $\psi = 0^0$ ).

Сравнивая результаты динамического анализа механического генератора ударных импульсов высокой мощности с пружинным накопителем энергии и с маховиком, можно сделать вывод о том, что с целью повышения энергии удара механического генератора ударных импульсов высокой

мощности ГУИМ-1, целесообразно использовать не пружинный накопитель энергии, а маховик моментом инерции  $J_{\max} = 1,8 - 2,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ , установленный на валу ротора двигателя. В принципе, для увеличения энергии удара еще на некоторую величину, можно применить более массивный маховик, но это приведет к увеличению продолжительности фаз разбега и выбега ударной машины.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана методика исследования шарнирно-рычажных механизмов методами аналитической геометрии и на ее основе построена пространственная диаграмма, представляющая собой область существования всех видов шарнирно-четырёхзвенных механизмов

2. На основе пространственной диаграммы произведена классификация шарнирно-четырёхзвенных механизмов с особыми положениями по их кинематическим свойствам, и определены их области практического применения

3. Сформулированы условия существования шарнирно-четырёхзвенных механизмов с особыми положениями и определены их виды. Получены графические зависимости угловых координат звеньев для различных видов шарнирно-четырёхзвенных механизмов с особыми положениями от обобщенной угловой координаты ведущего звена и произведен их анализ.

4. Составлены уравнения для определения линейных и угловых скоростей, ускорений звеньев и их центров масс, аналогов скоростей, а также передаточных функций с учетом ускоренного движения ведущего звена шарнирно-четырёхзвенного механизма.

5. Усовершенствован графо-аналитический метод определения передаточных функций угловых скоростей звеньев в особом положении механизма, в результате которого более основательно доказаны положения, принятые за основу данного метода.

6. Разработана методика силового расчета шарнирно-рычажных механизмов, которая позволяет аналитическим путем определить нормальные и тангенциальные составляющие сил взаимодействия звеньев, что даст наиболее полную информацию о характере нагруженности звеньев при различных положениях механизма.

7. Составлены уравнения для определения реактивных ударных импульсов в опоре коромысла с учетом параметров шатуна и выявлены пути уменьшения реактивных импульсов до минимума.

8. Произведен расчет, сконструирован и изготовлен опытный образец механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 на основе начального механизма переменной структуры с наибольшим коромыслом

9. Разработана новая методика динамического анализа шарнирно-рычажных механизмов, основанная на методах численного интегрирования и с применением которой проведен динамический анализ механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1.

10. Проведены экспериментальные исследования механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 при ее горизонтальном положении, и установлено, что полученные результаты практически полностью соответствуют результатами машинного анализа.

11. Установлено, что использование пружинного накопителя энергии увеличивает энергию удара ГУИМ-1 до 71%, а установка маховика на валу двигателя, с приведенным к кривошипному моментом инерции  $J^{пр} = 8000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ , позволяет увеличить энергию единичного удара на 88,6%.

**Основные положения диссертации опубликованы в  
следующих работах:**

1. Определение оптимальных параметров шарнирно-четырёхзвенных ударных механизмов с наибольшим шатуном на основе диаграмм / Материалы научно-практ. конф., посвященной 60-летию образования ИГУ им. К.Тыныстанова. – Каракол, 2001. – С. 202-206. (соавторы: Абдраимов Э.С., Акавов Д.К., Абдраимова Н. С.).

2. Анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов методом аналитической геометрии / Вестник Кыргызского технического университета им. И.Раззакова. – Бишкек, 2002. – С. 9–14. (соавторы: Абдраимов С., Чинбаев О.К., Такырбашев А.Б.).

3. Математический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов с особыми положениями // Материалы междунар. научно-практ. конф. «Повышение эксплуатационной эффективности транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата». – Бишкек, 2002. – С. 61-70. (соавторы: Абдраимов С., Чинбаев О.К., Такырбашев А.Б.).

4. Расчет и конструирование коромысла с большой энергией единичного удара // Материалы междунар. научно-практ. конф. «Повышение эксплуатационной эффективности транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата». – Бишкек, 2002. – С. 55-60. (соавторы: Абдраимов С., Чинбаев О.К., Такырбашев А.Б.).

5. Расчет коромысла, состоящего из массивной ударной части и стержня / Сборник научных трудов института машиноведения НАН КР. – Бишкек, 2002. – С. 129–134. (соавторы: Токтакунов Ж.Ш., Чинбаев О.К., Абдраимова Н.С., Такырбашев А.Б.).

6. Влияние параметров шатуна на формирование ударного импульса в опоре коромысла (ударного элемента) / Сборник научных трудов института машиноведения НАН КР. – Бишкек, 2002. – С. 135–139. (соавторы: Токтакунов Ж.Ш., Чинбаев О.К., Абдраимова Н.С., Такырбашев А.Б.).

7. Исследование шарнирно-четырёхзвенного механизма методами аналитической геометрии // Материалы второй междунар. конф. «Проблемы механики современных машин». - Т. 1 – Улан-Удэ, 2003. – С. 11-14. (соавторы: Абдраимов С., Абдраимова Н. С.).

8. Выходное звено ударных кривошипно-коромысловых начальных механизмов переменной структуры // Материалы второй междунар. конф.

«Проблемы механики современных машин». – Т.1 – Улан-Удэ, 2003. – С. 15-18. (соавторы: Абдраимова Н. С., Аканов Д.К.).

9. Определение и описание начальных механизмов переменной структуры // Материалы II междунар. конф. «Динамика и прочность горных машин». – Т. 2 – Новосибирск, 2003. – С. 153-159. (соавторы: Абдраимов С., Абдраимова Н. С.).

10. Силовой расчет шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма // Материалы II междунар. конф. «Динамика и прочность горных машин». – Т. 1 – Новосибирск, 2003. – С. 155-160. (соавторы: Абдраимов С., Абдраимова Н. С.).

11. Кинематический анализ шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма // Материалы междунар. научно–практ. конф. «Повышение эффективных показателей транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата». – Бишкек, 2003. – С. 389-394. (соавторы: Абдраимов С., Абдраимова Н. С., Чинбаев О.К., Такырбашев А.Б.).

12. Динамическая модель шарнирно-четырёхзвенного механизма / Материалы междунар. научно–практ. конф. «Повышение эффективных показателей транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата». – Бишкек, 2003. – С. 355-359. (соавторы: Абдраимов С., Чинбаев О.К., Такырбашев А.Б., Каримов А.А.).

13. Применение методов аналитической геометрии в исследовании шарнирно-четырёхзвенных механизмов / Материалы межрег. научно-теоретич. конф. «Кыргызская государственность и проблемы межкультурного диалога». – Ош, 2003. – С. 235-239. (соавторы: Абдраимов С., Абдраимова Н. С., Чинбаев О.К., Такырбашев А.Б.).

14. Силовой расчет ударного механизма с учетом его наклона относительно горизонтальной поверхности / Материалы межрег. научно-теоретич. конф. «Кыргызская государственность и проблемы межкультурного диалога». – Ош, 2003. – С. 231-235. (соавторы: Абдраимов С., Аракеев М.У., Калматов Б.М.).

15. Определение скоростей и ускорений центров масс звеньев шести-звенного механизма переменной структуры / Материалы научно - технич. конф. «Недра гор Кыргызстана - народу» – Бишкек, 2003. – С. 212-215. (соавторы: Абдраимов С., Чинбаев О.К., Такырбашев А.Б.).

16. Кинематический анализ шестизвенного механизма переменной структуры / Материалы научно-технич. конф. «Недра гор Кыргызстана - народу» – Бишкек, 2003. – С. 208-212. (соавторы: Абдраимов С., Чинбаев О.К., Такырбашев А.Б.).

17. Динамический анализ механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 / Вестник Ысыккульского университета. - №13 - Каракол, 2005. - С. 194-199.

18. Анализ особых положений шарнирно-четырёхзвенных механизмов / Вестник Ысыккульского университета. - №13 - Каракол, 2005. - С. 200-206.

19. Пятизвенные и шестизвенные механизмы с круговыми звеньями на основе кривошипно-коромыслового МПС / Вестник Ысыккульского университета. - №15 - Каракол, 2005. - С. 26-30. (соавторы: Такырбашев А.Б., Жакыпов Н.Ж., Тайбакунов Э.С., Сарыбаев А.К.).



20. Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. – Бишкек: Илим. – 2005. – 193 с.

21. Анализ работоспособности механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 / Вестник Ысыккульского университета. - №16 - Каракол, 2006. - С. 26-30.

22. Исследование четырёхзвенных механизмов методами аналитической геометрии // Материалы второй междунар. конф. «Проблемы механики современных машин». - Т. 1 – Улан-Удэ, 2006. – С. 23-26.

23. Динамический анализ механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 // Материалы второй междунар. конф. «Проблемы механики современных машин». - Т. 2 –Улан-Удэ, 2006. – С. 48-51. (соавтор: Абдраимова Н. С.).

24. Механический генератор ударных импульсов высокой мощности, созданный на основе МПС / Вестник Национальной инженерной академии Республики Казахстан. -№2 (20)–Алматы, 2006. – С. 43–47. (соавторы: Абдраимова Н.С., Норузбаев Ж.Д. Аракеев М.У.).

25. Анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов с особыми положениями / Вестник Национальной инженерной академии Республики Казахстан. -№3 (21)–Алматы, 2006. – С. 41–45.

26. Пути повышения эффективности работы механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1 // Материалы первой междунар. научно-технической конф. «Мехатроника - пути и перспективы развития на современном этапе». – Бишкек, 2006. – С. 25-29.

27. Определение угловых координат шарнирно-четырёхзвенных механизмов // Исследования и результаты. – Алматы: Казахский Национальный аграрный университет, №3, 2006. С. 216 – 219.(соавторы: Абдраимов С., Чинбаев О.К., Такырбашев А.Б., Жакыпов Н.Ж.).

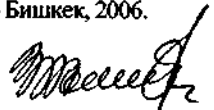
28. Определение скоростей и ускорения ползуна пятизвенного МПС / Вестник Евразийского Национального университета им. Л.Н. Гумилева. - № 2 (48) – Астана, 2006. – С. 82-89. (соавторы: Абдраимов С., Такырбашев А.Б., Чинбаев О.К., Токтакунов Ж.Ш.)

29. Патент №903 (Кыргызстан). Шестизвенный ударный механизм. Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Такырбашев А.Б., Чинбаев О.К. – Бишкек, 2006.

30. Патент №904 (Кыргызстан). Пятизвенный ударный механизм. Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Такырбашев А.Б., Чинбаев О.К. – Бишкек, 2006.

## РЕЗЮМЕ

Зиялиев Кадырбек Жанузакович



**Жогорку кубаттуулуктагы машинаны куруу менен шарнирдик-төрт тогоолуу өзгөрүлмөлүү структурадагы механизмдерди кинематикалык жана динамикалык талдоо**

***Түйүндүц сөздөр:* өзгөрүлмөлүц структурадагы механизм, шарнирдик төрт-тогоолуу механизмдердин мейкиндиктик диа-**

*граммасы, механизмдин өзгөчө абалы, жогорку кубаттуулуктагы уруу импульстарынын механикалык генератору, күчтөрдү жана массаларды келтирүү, динамикалык талдоо.*

Бул эмгекте аналитикалык геометриянын ыкмаларын колдонуу аркылуу шарнирдик-рычагдык механизмдерди изилдөөнүн ыкмасы сунушталган.

Аталган ыкманын негизинде шарнирдик-төрт тогоолуу механизмдердин мейкиниктик диаграммасы түзүлгөн жана анын негизинде өзгөчө абалдагы механизмдер классификацияланган ошондой эле алардын практикалык колдонуу областы аныкталган.

Өзгөчө абалдагы механизмдерди кинематикалык талдоонун жана күчтүк эсептөөнүн ыкмалары иштелип чыккан.

Баштапкы өзгөрүлмөлүү структурадагы механизмдин негизинде, ар кандай курулуш конструкцияларынын, автомобиль жана темир жолдорунун негизин даярдоодо жана ошондой эле плотиналарды, тосмолорду курууда топуракты талтоого арналган жогорку кубаттуулуктагы уруу импульстарынын механикалык генератору түзүлгөн жана жасалган.

Бул эмгекте сандык интегралдоо ыкмаларына негизделген машиналарды динамикалык талдоонун жаңы ыкмасы түзүлүп жана аны пайдалануу аркылуу жогорку кубаттуулуктагы уруу импульстарынын механикалык генераторуна динамикалык талдоо жүргүзүлдү, ошондой эле анын эффективдүү иштөөсүн жогорулатуу боюнча сунуштар иштелип чыккан.

## РЕЗЮМЕ

Зиялиев Кадырбек Жанузакович

**Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности**

**Ключевые слова:** *механизм переменной структуры, пространственная диаграмма шарнирно-четырёхзвенного механизма, особое положение механизма, механический генератор ударных импульсов высокой мощности, приведенные силы и массы, динамический анализ.*

В данной работе разработана методика исследования шарнирно-рычажных механизмов с использованием методов аналитической геометрии и построена пространственная диаграмма шарнирно-четырёхзвенного механизма. На основе диаграммы произведена классификация механизмов

с особыми положениями, а также определены области их практического применения.

Разработаны методики кинематического анализа и силового расчета механизмов с особыми положениями.

На основе начального механизма переменной структуры разработан и создан механический генератор ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1, предназначенный для глубокого уплотнения грунтов под различные строительные конструкции, подготовки основания железных и автомобильных дорог, а также для строительства плотин и дамб.

В работе предлагается новая методика динамического анализа машин, основанная на методах численного интегрирования и с ее применением произведен динамический анализ механического генератора ударных импульсов высокой мощности ГУИМ-1, а также разработаны рекомендации по повышению эффективности его работы.

## THE SUMMARY

Zialiev Kadyrbek Janyzakovich

### **Kinematical and dynamical analysis of the joint-tetrasection mechanism of the variable structure making machines of high power**

***Keywords:*** mechanism of the variable structure, spatial diagram of the joint-tetrasection mechanism, special position of mechanism, mechanical generator of striking pulse of higher power, led power and masses, dynamic analysis.

In the given work methods of the study of joint-hook mechanism with using methods of analytic geometry and built spatial diagram of the joint-tetrasection mechanism had been designed, and on the base of the diagram the categorization of mechanisms with special positions had been made, and also determined area of their practical using.

Worked out methods of kinematical analysis and power reckoning mechanisms with special positions.

On the base of the initial mechanism of the variable structure worked out and created mechanical generator of striking pulse with high power called GUIM-1, intended for deep compaction of soil under different building constructions, preparing the basis railways and automobile roads, and also for construction of dams.

In the work offered new methods of the dynamic analysis of the machines, based on the methods of numerous integrated and with it's using had been made dynamical analysis of the mechanical generator of the striking pulse with higher power called GUIM-1, and also recommendations on increasing efficiency of it's work had been worked out.