

**НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ**

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ
Кыргызский государственный технический университет
им. И. Раззакова**

Диссертационный совет Д 05.18.576

На правах рукописи
УДК621.718:531.8(043.3)

Бакиров Бурханидин

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫХ УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ
С НАИБОЛЬШИМ ОСНОВАНИЕМ**

05.02.18 – «Теория механизмов и машин»

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Бишкек – 2019

Работа выполнена в Баткенском государственном университете и Институте машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики.

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор **Абдраимов Эмиль Самудинович**, заведующий лабораторией Института машиноведения НАН КР

Официальные оппоненты:

- доктор технических наук, профессор **Алмаматов Мыйманбай Закирович**, заведующий кафедрой «Метрология и стандартизация» КГТУ им. И. Раззакова
- кандидат технических наук, доцент **Баялиев Алтынбек Жакыпбекович**, заведующий кафедрой «Механика» КГУСТА им. Н. Исанова

Ведущая организация: Институт механики и машиноведения им. академика У.А. Джолдасбекова Министерства образования и науки Республики Казахстан (050010, г Алматы, ул. Курмангазы, 29)

Защита состоится 3 мая 2019 г. в 14-30 на заседании диссертационного совета Д.05.18.576 при Институте машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики и Кыргызском государственном техническом университете им. И Раззакова Министерства образования и науки Кыргызской Республики по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23. Защита диссертации транслируется в режиме конференц-связи в программе Zoom Cloud Meetings. Катор конференции: 857-352-6426.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеках Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики (г. Бишкек, ул. Скрябина, 23) и Кыргызского государственного технического университета им. И Раззакова (г. Бишкек, пр. Ч. Айтматова, 66 и на сайте <http://imash.kg/index.php/soiskatel-bakirov-burkhanidin>.

Автореферат разослан 2 апреля 2019 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
Д 05.18.576, к.т.н., с.н.с.



Квитко С.И.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации. За последние годы в Кыргызской Республике наблюдается устойчивая тенденция увеличения объемов городского и промышленного строительства, реконструкции автомобильных дорог, разработки полезных ископаемых и т. д.

Сопутствующим процессом этой тенденции является выполнение широкой номенклатуры специальных работ таких как: уплотнение грунта, дробление бетонов и других материалов, разрушение дорожных покрытий, бурение шпуров, отбойка углей, очистка внутренней поверхности труб, бункеров от трудноудаляемых отложений и т. п.

Для осуществления вышеуказанных технологических процессов зарубежными фирмами выпускается множество типоразмеров машин и устройств с электрическим, пневматическим и гидравлическим приводами.

В этом направлении многими учеными проводятся исследования и опытно-конструкторские работы по разработке, созданию и усовершенствованию ударных машин и устройств на основе схем механизмов переменной структуры (МПС). Из этого вида механизмов можно отдельно выделить кривошипно-коромысловые механизмы с особыми положением звеньев, исследованиями которых занимался академик Международной Инженерной академии С. Абдраимов.

Машины ударного действия, построенные на основе схем механизмов переменной структуры, могут быть исполнены в 3-х вариантах: механизмы с наибольшей длиной коромысла, с наибольшей длиной шатуна или наибольшей длиной основания.

В существующих конструкциях ударных машин на основе схем МПС, в основном, использованы схемы ударного механизма с *наибольшим шатуном*, обеспечивающие наиболее оптимальные кинематические и динамические выходные параметры, подтвержденные результатами теоретических и экспериментальных исследований. Схемы механизмов переменной структуры с *наибольшим коромыслом* апробированы при создании генератора ударных импульсов высокой мощности типа ГУИМ-1 с энергией единичного удара более 30000 Дж.

Кривошипно-коромысловые ударные механизмы с *наибольшей длиной основания* в настоящее время остаются практически не изученными. В связи с этим изучение кривошипно-коромысловых ударных механизмов с наибольшей длиной основания, установление их основных свойств, кинематических, силовых и энергетических характеристик является актуальной задачей, решение которой открывает возможности создания новых ударных механизмов с особыми свойствами.

Связь темы диссертации с крупными научными программами и темами. Данная работа связана с планом научно-исследовательских работ:

Работа выполнена в соответствии с проектами НИР Института машиноведения НАН КР: «Разработка основ расчета, проектирования и создания импортозамещающего оборудования и инструментов для различных областей промышленности и строительства» (2012–2014 гг.) , «Техника и технология для приоритетных отраслей промышленности» (2015–2017гг.), «Разработка импортозамещающей техники и технологий для приоритетных отраслей промышленности Кыргызстана» (2018–2020 гг.)

Целью настоящей работы является обоснование рациональных параметров кривошипно-коромысловых ударных механизмов с наибольшим основанием.

Задачами исследования являются:

- кинематический и динамический анализ разновидностей схем механизмов переменной структуры с наибольшим основанием и анализ их работоспособности;
- выявление рациональных диапазонов изменения кинематических и динамических параметров от отношения длины основания к длине кривошипа;
- разработка рекомендаций по выбору рациональных схем ударных механизмов с наибольшим основанием;
- определение областей применения кривошипно-коромысловых механизмов переменной структуры с наибольшим основанием для ударных машин.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

1. Установлены зависимости кинематических параметров (функции положения, передаточные функции первого и второго порядка, коэффициента кинематического восстановления скорости коромысла) от угла поворота кривошипа и отношения длины основания к длине кривошипа для трех разновидностей кривошипно-коромысловых ударных механизмов с наибольшим основанием схема 1, в которой длина шатуна и коромысла равны; схема 2, в которой длина шатуна меньше длины коромысла и схема 3, в которой длина шатуна больше длины коромысла, которые позволяют объективно оценить, сравнить и выбрать схемы и соотношения длин звеньев механизма, наиболее подходящие для тех или иных условий.

2. Установлены зависимости реакций в кинематических парах от отношения длины основания к длине кривошипа для трех разновидностей кривошипно-коромысловых ударных механизмов с

наибольшим основанием, позволяющие определить схемы и соотношения длин звеньев, при которых значение реакций в кинематических парах имеет наименьшую величину.

3. Обоснованы кинематические и силовые параметры для схем кривошипно-коромысловых ударных механизмов с наибольшим основанием, обладающих наилучшими показателями для различных условий эксплуатации.

Научная новизна полученных результатов заключаются в следующем:

- выявлены отличительные особенности кинематических параметров, трех схем кривошипно-коромысловых механизмов с наибольшим основанием;

- установлены зависимости изменения динамических параметров, влияющих на производительность машины и долговечность её звеньев, для трех разновидностей схем с наибольшим основанием.

- разработаны рекомендации по выбору рациональных параметров ударных машин и устройств, критериями для их выбора приняты: величина коэффициента кинематического восстановления скорости исполнительного звена, величина реакций в кинематических парах звеньев механизма, энергия и частота ударов.

Практическая значимость полученных результатов заключается в:

- разработке рекомендаций по выбору рациональной схемы кривошипно-коромысловых механизмов с наибольшим основанием, отвечающей требованиям и ограничениям, предъявленным к проектируемой ударной машине в зависимости от изменения коэффициента кинематического восстановления скорости коромысла, угла поворота кривошипа и отношения длины основания к длине кривошипа;

- разработке рекомендаций по выбору схем кривошипно-коромысловых ударных механизмов с наибольшим основанием, позволяющих в широких пределах регулировать энергию и частоту удара.

Апробация результатов работы. Основные положения диссертационной работы были доложены и обсуждены на международных научно-технических конференциях: «Наука, образование, инновация: приоритетные направления развития», посвященная 55-летию юбилею Кыргызского государственного технического университета им.И.Раззакова (г. Бишкек, 2009), «Теория машин и рабочих процессов», посвященная 90-летию со дня рождения акад. Алимова О.Д. (г. Бишкек, 2013), «Теоретические и прикладные

вопросы современной науки и образования: тенденции и перспективы», приуроченная году истории и культуры, 1000-летию выдающегося поэта, философа Жусупа Баласагына (г. Каракол, 2016), на республиканской научно-практической конференции «Актуальные проблемы механики машин», посвященной 70-летию со дня рождения члена-корреспондента НАН КР С. Абдраимова (г. Бишкек, 2014).

Личный вклад соискателя в получении результатов.

Основные научные результаты исследований получены соискателем лично. Установлена зависимость кинематических параметров ударных механизмов переменной структуры с наибольшим основанием от угла поворота кривошипа и отношения длины основания к длине кривошипа; установлена зависимость изменения передаточных функций в зависимости от длины основания; выявлены отличительные особенности трех разновидностей схем механизмов переменной структуры с наибольшим основанием; установлена зависимость величины реакций в кинематических парах звеньев механизма; установлен диапазон экстремальных величин реакций в кинематических парах механизма и энергетические показатели ударного механизма; намечены возможные области использования разновидностей схем МПС с наибольшим основанием в машинах и устройствах ударного действия.

Публикации. Материалы диссертации опубликованы в 21-ой научной статье, в том числе 4 статьи – в зарубежных журналах, входящих в базу индексирования научных публикаций РИНЦ, и 3 статьи – в журналах, входящих в перечень изданий, рекомендованных ВАК КР.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, заключения, списка использованных источников из 116 наименований, 2 приложений. Работа изложена на 158 страницах, содержит 80 рисунка, 18 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследований, сформулированы цель и задачи исследования, отражена научная новизна и практическая значимость данной работы.

В первой главе рассмотрены особенности кривошипно-коромысловых ударных машин с механизмами переменной структуры, проведен краткий обзор и анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований по ударным механизмам переменной структуры. Обоснована целесообразность исследования механизмов

переменной структуры с наибольшим основанием. Сформулированы цели и задачи исследований.

Механизмы переменной структуры, как отдельный вид механизмов, впервые были рассмотрены в первой половине прошлого столетия в работах В.В. Добровольского, Н.В. Еремеева, С.Н. Кожевникова. К практическому исследованию и созданию механизмов переменной структуры приступили к концу шестидесятых годов ученые Новосибирского электротехнического института под руководством профессора П.М. Алабужева. Ими были созданы универсальные машины для строительства на основе механизмов переменной структуры и для этих машин разработаны теоретические основы исследования кинематики и динамики.

Существенным толчком к исследованию механизмов переменной структуры послужило создание лунного автомата «Луна-24» под руководством профессора О.Д. Алимова и его учеников. Благодаря уникальным свойствам механизмов переменной структуры, удалось взять грунт с поверхности Луны в автоматическом режиме. В этом автомате использована схема МПС П.М.Алабужева, который построен по схеме шарнирно-четырёхзвенного рычажного механизма с наибольшим шатуном.

Научные исследования, проводимые под руководством О.Д. Алимова и С. Абдраимова, позволили создать новый вид рычажных механизмов переменной структуры, на основе которых было сконструировано и изготовлено различное кузнечно-прессовое оборудование без муфты-тормоза, где также была использована схема с наибольшим шатуном.

Исследованиями и разработкой научно-методических основ создания ударных машин с механизмами переменной структуры занимались ученые: В.Э. Еремянц, А.О. Абидов, К.Ж. Зиялиев, Э.С. Абдраимов, З. А. Уркунов, Т.Т. Каримбаев, К.М. Дыканалиев, Ю.А. Фокин, Н.С. Абдраимова и другие.

В течение нескольких лет по результатам научных исследований и опытно-конструкторских работ, коллективом ученых были разработаны и созданы различные конструкции машин и устройств ударного действия, которые в настоящее время успешно эксплуатируются в различных отраслях промышленности республики.

На основе схем механизмов переменной структуры З.А. Уркуновым были разработаны четыре модификации электромеханических ручных перфораторов ПРЭ -1, 2, 3 и 4 на основе схемы с наибольшим шатуном. Ю.А. Фокиным были разработаны конструкции перфораторов ПРЭ-5, ПРЭ-7 и ПРЭ-8. Для первой

конструкции была использована схема с наибольшим шатуном, в двух других – схема МПС с наибольшим основанием. В конструкции ударной машины ГУИМ-1 была использована схема кривошипно-коромыслового механизма, у которого наибольшую длину имеет коромысло.

Вторая глава посвящена кинематическому анализу разновидностей схем механизмов переменной структуры с наибольшим основанием и анализ их работоспособности. Проведены исследования кинематических параметров трех разновидностей схем МПС с наибольшим основанием (рисунок 1). в диапазоне изменения отношения длины основания к длине кривошипа a от 2 до 20.

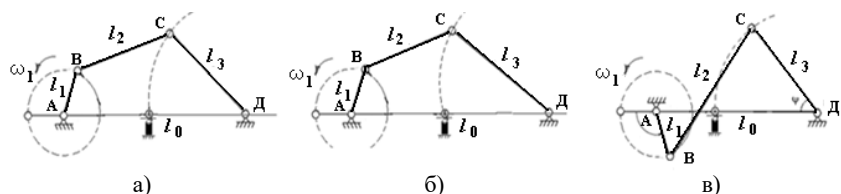


Рисунок 1 - Схемы механизмов переменной структуры с наибольшим основанием: **схема 1** - $l_1 < l_2 = l_3 < l_0$ (а); **схема 2** - $l_1 < l_2 < l_3 < l_0$ (б); **схема 3** - $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$ (в)

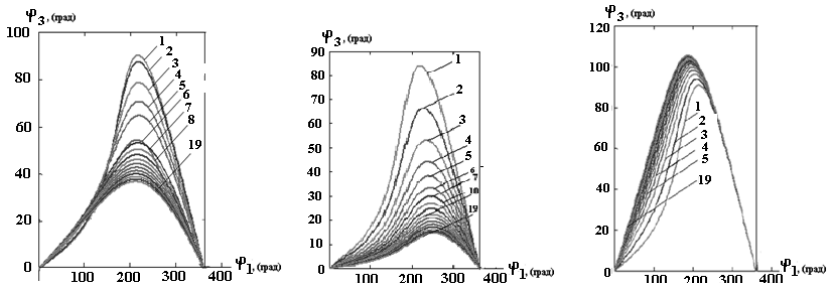
Дана сравнительная оценка функций положения, передаточных функций первого и второго порядков. Проанализированы качественные отличия трех разновидностей схем с наибольшим основанием. Предложены возможные области использования схем механизмов для ударных машин и устройств.

При проведении кинематического исследования использовался аналитический метод, в соответствии с которым по заданной структурной и кинематической схемам записывается функция положения выходного звена механизма φ_3 от угла поворота кривошипа φ_1 :

$$\varphi_3 = \pi - \arctg\left[\frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_0 + l_1 \cos \varphi_1}\right] - \arccos\left[\frac{l_3^2 - l_2^2 + l_1^2 + l_0^2 + 2l_1 l_0 \cos \varphi_1}{2l_3 \sqrt{l_1^2 + l_0^2 + 2l_1 l_0 \cos \varphi_1}}\right], \quad (1)$$

где l_1 – длина кривошипа, l_2 – длина шатуна, l_3 – длина коромысла, l_0 – длина основания, принимая $l_1 = l$ получим относительные размеры звеньев $\lambda_1 = l_1/l_1 = 1$, $\lambda_2 = l_2/l_1$, $\lambda_3 = l_3/l_1$, $\lambda_0 = l_0/l_1$.

На рисунке 2 а,б,в представлены графики зависимостей функции положения для трех разновидностей схем МПС с наибольшим основанием.



а) 1 - a=2; 2 - a=2,1; 3 - a=2,5; 4 - a=3; 5 - a=3,5; 6 - a=4; 7 - a=5; 8 - a=5,5; 19 - a=19.
 б) 1 - a=2; 2 - a=2,1; 3 - a=2,5; 4 - a=3; 5 - a=3,5; 6 - a=4; 7 - a=5; 8 - a=5,5; 19 - a=19.
 в) 1 - a=2; 2 - a=2,1; 3 - a=2,5; 4 - a=3; 5 - a=3,5; 6 - a=4; 7 - a=5; 8 - a=5,5; 19 - a=19.

Рисунок 2 - Графики функции положения схем МПС с наибольшим основанием: $l_1 < l_2 = l_3 < l_0$ (а); $l_1 < l_2 < l_3 < l_0$ (б); $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$ (в)

Дифференцируя функцию (1) по обобщенной координате φ_1 , получим функцию, называемую аналогом угловой скорости звена. Этот параметр связан с угловой скоростью соотношением:

$$\omega_3 = d\varphi_3/dt = (d\varphi_3/d\varphi_1) * (d\varphi_1/dt) = \omega_1 (d\varphi_3/d\varphi_1). \quad (2)$$

Продифференцировав функцию φ_3 по углу поворота φ_1 в уравнении (2), получим передаточную функцию механизма первого порядка. В данном случае передаточная функция первого порядка определится как:

$$U_{31} = \frac{1}{d} \left[-(1 + \lambda_0) + 2\lambda_0 \sin^2(\varphi_1/2) + \frac{[\lambda_2(\lambda_0 + 1) - 2\lambda_0 \sin^2(\varphi_1/2)] \cos(\varphi_1/2)}{[(\lambda_2\lambda_3/\lambda_0) - \sin^2(\varphi_1/2)]^{1/2}} \right], \quad (3)$$

где $d = (1 + \lambda_0)^2 - 4\lambda_0 \sin^2(\varphi_1/2)$

Вторая производная функции положения по обобщенной координате или передаточная функция второго порядка имеет вид :

$$U_{31}^1 = \frac{\sin(\varphi_1/2)}{4(a + y^2)^2} \left[2y(b - a) + \frac{[2(c - a) - g]y^4 + g(c - 3a)y^2 - acg}{(g + y^2)^{3/2}} \right], \quad (4)$$

где $y = \cos(\varphi_1/2)$; $a = (1 - \lambda_0)^2 / 4\lambda_0$; $b = (\lambda_0 - 1) / 2\lambda_0$;

$c = [\lambda_2(\lambda_0 + 1) / 2\lambda_0] - 1$; $g = (\lambda_2\lambda_3 / \lambda_0) - 1$.

Передаточные функции первого и второго порядков связаны с угловой скоростью и ускорением кривошипа следующими соотношениями:

$$\omega_3 = \omega_1 * U_{31} \quad (5)$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_1 * U_{31} + \omega_1^2 * U_{31}^1, \quad (6)$$

где ω_1 и ω_3 - соответственно угловые скорости кривошипа и коромысла; ε_1 и ε_3 - их угловые ускорения.

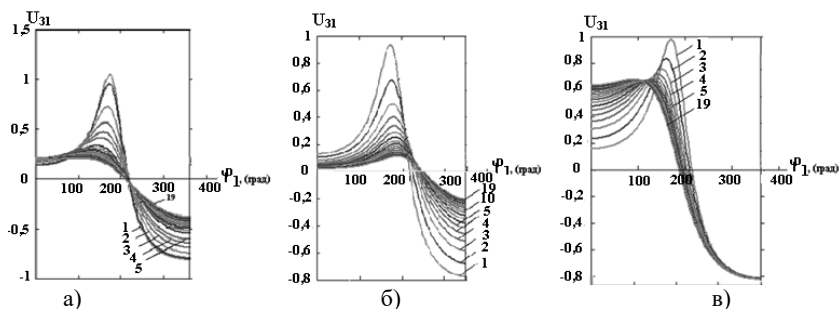
В частности, когда кривошип вращается равномерно ($\varepsilon = 0$), первое слагаемое в правой части второго выражения (7) исчезает. Таким образом, установлена связь между перемещением ведущего звена и перемещениями, скоростями и ускорениями ведомых звеньев механизма.

В кривошипно-коромысловых ударных механизмах переменной структуры в особом положении (положении удара) передаточная функция по скорости имеет разрыв первого рода, где ее значение скачкообразно меняет величину и знак. Передаточное отношение механизма после удара (при $\varphi_1=0$) U_{31+} определяется формулой:

$$U_{31+} = U_{31}(0) = [(\lambda_0 \lambda_2 / \lambda_3)^{1/2} - 1] / (1 + \lambda_0). \quad (7)$$

$$\text{До удара } \varphi_1=2\pi, U_{31-} = U_{31}(0) = -[(\lambda_0 \lambda_2 / \lambda_3)^{1/2} + 1] / (1 + \lambda_0). \quad (8)$$

На рисунке 3 показаны графики зависимостей передаточной функции первого порядка трех разновидностей схем МПС с наибольшим основанием от угла поворота кривошипа при различных соотношениях длин звеньев механизма.



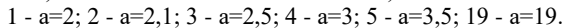
1 - $a=2$; 2 - $a=2,1$; 3 - $a=2,5$; 4 - $a=3$; 5 - $a=3,5$; 19 - $a=19$.

Рисунок 3 - Графики передаточной функции первого порядка схем МПС с наибольшим основанием:

$l_1 < l_2 = l_3 < l_0$ (а); $l_1 < l_2 < l_3 < l_0$ (б); $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$ (в)

Как видно из рисунка 3, изменение угловой скорости выходного звена в рассматриваемых диапазонах соотношений длин звеньев механизма существенно отличаются по величине амплитуды колебаний.

На рисунке 4 представлены графики изменения передаточных функций второго порядка, т.е. углового ускорения выходного звена, из которых видно, что при полном цикле движения механизма, функции имеют два экстремальных значения: в предударном и послеударном периодах и отличаются по их величине.


$$l_1 < l_2 = l_3 < l_0 \text{ (a)}; \quad l_1 < l_2 < l_3 < l_0 \text{ (б)}; \quad l_1 < l_3 < l_2 < l_0 \text{ (B)}$$
$$R_{\text{кин}} = U_{31+} / U_{31-} \quad , \quad (9)$$

Между тем, с этими параметрами связаны основные показатели ударных машин и устройств, определяющие их технологическую эффективность. Далее, варьированием коэффициента наибольшего звена $a = \lambda_0 / \lambda_1$ в пределах от 2 до 10, получены графики зависимости передаточных отношений и коэффициента восстановления скорости, представленные на рисунках 5 *а, б, в* и 6 *а, б, в*.

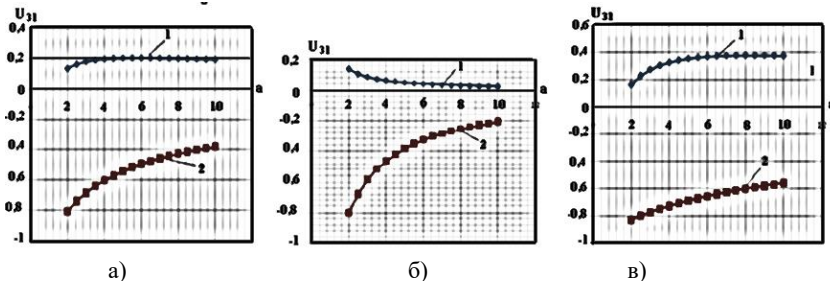


Рисунок 5 - Графики зависимостей передаточных отношений до удара U_{31+} и после удара, U_{31-} , для схем МПС с наибольшим основанием:
 $l_1 < l_2 = l_3 < l_0$ (а); $l_1 < l_2 < l_3 < l_0$ (б); $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$ (в)

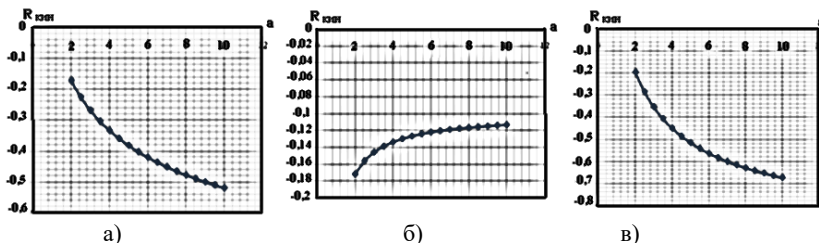


Рисунок 6 - Графики зависимости коэффициента кинематического восстановления скорости $R_{кин}$ для схем МПС с наибольшим основанием:
 $l_1 < l_2 = l_3 < l_0$ (а); $l_1 < l_2 < l_3 < l_0$ (б); $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$ (в)

Таким образом, проведенные исследования показали, что характер изменения функции передаточных отношений и коэффициента кинематического восстановления скорости в зависимости от параметра a у 3-х разновидностей схем механизмов переменной структуры с наибольшим основанием заметно отличается друг от друга по диапазону их изменения, что создает предпосылку для выбора схем ударных машин с наилучшими параметрами и расширяет область их применения. Перечисленные выше особенности схем МПС с наибольшим основанием обуславливают необходимость проведения сравнительного анализа.

Рассмотрены графики функции положения трех разновидностей схем МПС с наибольшим основанием в диапазоне изменения параметра a от 2 до 10. Как видно из графика изменения функции положения (рисунок 7), при $a = 2$, максимальное отклонение коромысла в схеме 1 ($l_1 < l_2 = l_3 < l_0$) и схеме 3 ($l_1 < l_3 < l_2 < l_0$) соответствует углу поворота

кривошипа $\varphi_1 = 3,6 \text{ рад}$ (210°), а в схеме 2 ($l_1 < l_2 < l_3 < l_0$) - углу $\varphi_1 = 4,2 \text{ рад}$ (240°), и имеют одинаковое значение.

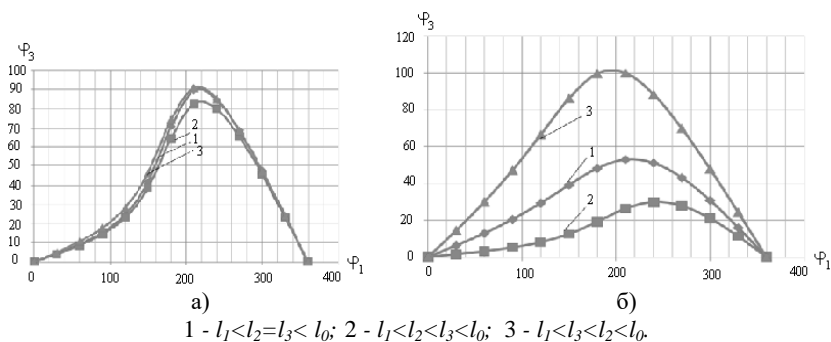


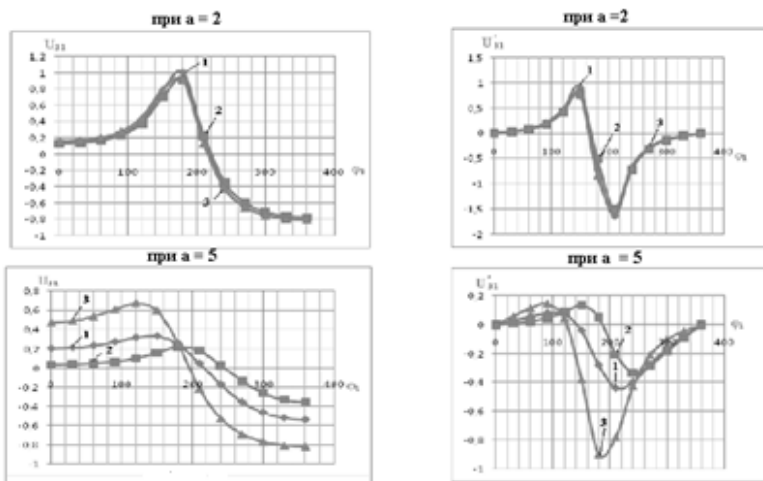
Рисунок 7 - Графики изменения функции положения при соотношениях
а) $a=2$; б) $a=5$

По мере увеличения параметра a , характер изменения графиков функции положения существенно отличается друг от друга. При увеличении параметра a до 5, наблюдается резкое уменьшение угла качания коромысла у 1 и 2 схемы, соответственно в 2 и 3 раза по сравнению со схемой

При увеличении параметра a до 10, угол качания коромысла в схемах 1 и 2 уменьшается соответственно в 2,8 и 6 раз, чем для третьей схемы. Можно заметить, что с увеличением длины основания у схемы 3 величина угла качания, наоборот, увеличивается. Увеличение угла качания коромысла при неизменном движущем моменте приводит к увеличению времени холостого хода звена, снижению частоты ударов и, соответственно, ударной мощности.

Для сравнения передаточных функций первого и второго порядка в зависимости от длины основания использованы графики, показанные на рисунке 8 а, б.

Как видно из графиков, при одном и том же значении длины основания ($a=2$), передаточные функции первого порядка за полный цикл у трех разновидностей схем имеют идентичный характер и дважды достигают экстремальных значений: в послеударном периоде, т.е. при холостом ходе механизмы имеют одинаковую величину экстремальных значений передаточных отношений, а в предупредном периоде, т.е. при рабочем ходе, все они достигают своего наибольшего значения, равного $U_{31} = -0,8$.



а) б)
 $1 - l_1 < l_2 = l_3 < l_0$; $2 - l_1 < l_2 < l_3 < l_0$; $3 - l_1 < l_3 < l_2 < l_0$

Рисунок 8 - Графики изменения передаточных функций первого порядка $U_{31}(\varphi_1)(a)$ и второго порядка $U'_{31}(\varphi_1)(b)$

С увеличением параметра a до 5, наблюдается существенное изменение передаточных функций первого порядка у всех разновидностей схем, экстремумы послеударного периода различны по величине. При увеличении параметра $a = 10$ этот показатель у схем 1 и 2 уменьшается соответственно в 2,1 и 3,8 раза по сравнению с первым соотношением длин звеньев. График представлен в

Известно, что энергия удара пропорциональна квадрату передаточного отношения U_{31} в момент удара. Поэтому с точки зрения увеличения энергии удара и ударной мощности, желательно рассмотрение 1-ой и 3-ей схем. С точки зрения плавности изменения угловой скорости за полный цикл движения коромысла, предпочтение отдается схеме 2 с соотношением $l_1 < l_2 < l_3 < l_0$.

Как показывают графики, представленные на рисунке 8 б, передаточная функция второго порядка U'_{31} на протяжении цикла также имеет два экстремальных значения. Характер изменения и величина передаточной функции второго порядка выходного звена коромысла в обоих периодах цикла, при $a=2$ у всех разновидностей схем ударного механизма имеет одинаковую величину. При увеличении параметра a

от 2 до 5 величина углового ускорения у 1-ой и 2-ой схем значительно уменьшается по сравнению со схемой 3.

График изменения величины углового ускорения коромысла при $a=10$, по сравнению с предыдущими схемами, имеет кривую более плавного характера, особенно у первой схемы, и существенно отличается по сравнению с предыдущими схемами. График представлен в работе.

Таким образом, коромысло достигает экстремальное значение углового ускорения при его холостом ходе. При рабочем ходе происходит постепенное снижение углового ускорения коромысла.

Как известно, касательная составляющая силы инерции и момент сил пропорциональны угловому ускорению. В нашем случае у схемы 2 с соотношением длин звеньев $l_1 < l_2 < l_3 < l_0$ максимальные величины угловых ускорений и сил инерции меньше, чем у других двух схем во время всего цикла движения механизма.

При проектировании ударных машин на основе схем механизмов переменной структуры необходимо предусматривать послеударные и предупредные передаточные отношения механизма от коромысла к кривошипу в момент, когда звенья механизма занимают “особое положение”, т.к. энергия удара прямо пропорциональна квадрату передаточного отношения U_{31} в момент удара.

При выполнении обязательных условий: $l_1 + l_0 = l_3 + l_2$ передаточное отношение от коромысла к кривошипу в момент, когда звенья занимают особое положение определяется по формуле:

$$U_{31} = \omega_3 / \omega_1 = [l_1 / (l_3 + l_2)] * [1 + (l_0 * l_2 / l_1 * l_3)^{1/2}], \quad (10)$$

где передаточное отношение изменяется в диапазоне: $0 < U_{31} < 1$.

Пользуясь формулами (8) и (10), были построены графики зависимости $U_{31}(a)$, показанные на рисунках 9 а и б в диапазоне изменения коэффициента a от 2 до 19. Можно заметить, что величина передаточных отношений до удара при $a=2$, почти у всех разновидностей схем с наибольшим основанием имеют одинаковые значения, равные $U_{31} = -0,8$.

Далее, с увеличением коэффициента a в диапазоне от 2 до 19, происходит интенсивное уменьшение величин передаточных отношений разновидностей схем 1 ($l_1 < l_2 = l_3 < l_0$) и 2 ($l_1 < l_2 < l_3 < l_0$), особенно у 2^{ой} схемы от 1,5 до 3 раз по сравнению с первой схемой.

В то же время, в схеме $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$ наблюдается незначительное увеличение величин предупредных передаточных отношений, т. е. в рассматриваемом диапазоне a от 2 до 19 его величина остается почти

постоянной и соответственно в 3,5 и 8 раз больше, чем в двух других схемах.

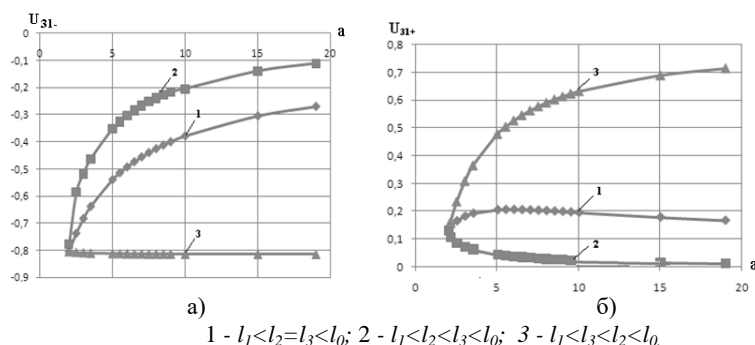


Рисунок 9 - Графики изменения передаточных отношений: перед ударом U_{31-} (а), после удара U_{31+} (б)

Полученные результаты позволяют констатировать, что при увеличении длины основания механизма, т.е. коэффициента a , наибольшее влияние на изменение величины предупдарных передаточных отношений наблюдается в схемах с соотношением длин звеньев: $l_1 < l_2 = l_3 < l_0$, и $l_1 < l_2 < l_3 < l_0$

По результатам этих исследований можно произвести выбор приемлемых параметров ударных машин и устройств различных по мощности и назначению.

В третьей главе приведены результаты динамических исследований разновидностей схем механизмов переменной структуры с наибольшим основанием. Определены нормальные и тангенциальные составляющие сил взаимодействия звеньев ударного механизма. Построены графические зависимости сил реакций в кинематических парах и опорах механизма от изменения длины основания. Решена задача выбора рациональных параметров схем ударных механизмов переменной структуры с наибольшим основанием.

Определены рациональные значения параметров ударного механизма, для оценки которых выбраны следующие критерии сравнения: кинематические параметры, величина реакций в кинематических парах, энергия удара, частота ударов и ударная мощность машины. Обоснованы и предложены характерные области применения разновидностей схем МПС.

Для определения моментов и сил, действующих на звенья механизма, использована расчетная схема, показанная на рисунке 10.

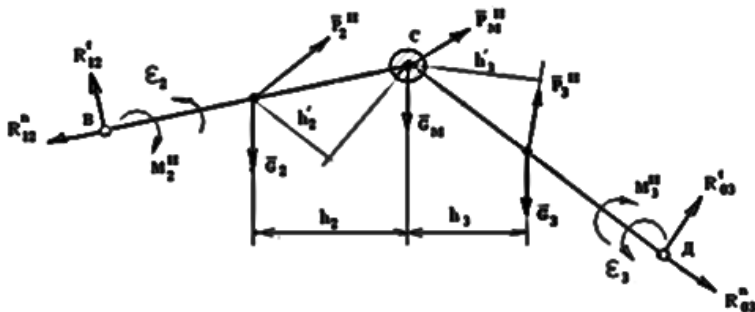


Рисунок 10 - Расчетная схема ударного механизма переменной структуры с наибольшим основанием

На основе сил, действующих на звенья механизма, составлены следующие уравнения:

$$\sum \bar{P}_{i23}=0; \quad \bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}^t + \bar{P}_2^n + \bar{G}_2 + \bar{P}_3^n + \bar{G}_3 + \bar{P}_3^m + \bar{G}_M + \bar{R}_{30}^n + \bar{R}_{30}^t = 0 \quad (11)$$

Проведен сравнительный анализ изменения реакций в кинематических парах и опорах ударного механизма в зависимости от параметра a для разновидностей схем МПС с наибольшим основанием.

Графики сравнительного анализа показаны на рисунке 11.

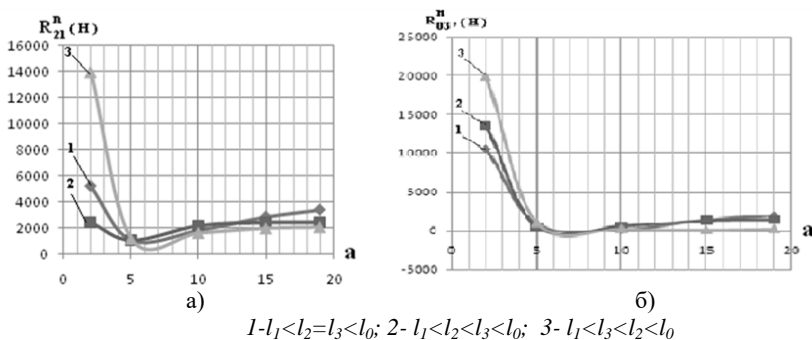
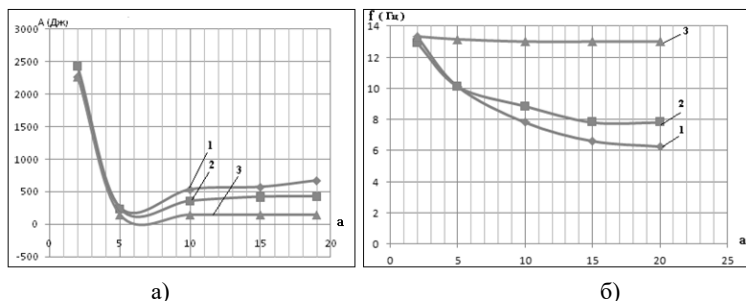


Рисунок 11- Графики изменения реакций в кинематических парах и опорах ударного механизма в зависимости от параметра

Как показывают результаты сравнительного анализа, наибольшее значение реакций в кинематических парах во всех схемах достигается при малом межопорном расстоянии, т.е. при $a = 2$, а при увеличении длины основания, их значение уменьшается.

Эффективность ударных машин определяется, прежде всего, такими показателями, как энергия удара $A_{уд}$ и мощность $W_{уд}$ ударного механизма. Согласно графику на рисунке 12 а, при $a=2$ энергия удара механизма достигает максимума.



1- $l_1 < l_2 = l_3 < l_0$; 2- $l_1 < l_2 < l_3 < l_0$; 3- $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$

Рисунок 12 - График изменения энергии ударов (а), частоты ударов (б) от параметра a для схем МПС с наибольшим основанием

Следовательно, в диапазоне изменения a от 5 до 20 при одинаковом значении параметра a , наилучшей энергетической характеристикой обладает схема 1 с соотношениями длин звеньев $l_1 < l_2 = l_3 < l_0$, где величина энергии удара соответственно в 1,25 и 2,5 раза больше, чем для двух других

К основным характеристикам любых ударных машин относится частота ударов. Из прочностных расчетов допускаемая скорость соударения коромысла с инструментом рекомендована $[V] \leq 10-12$ м/с, тогда частоту ударов вычисляем по формуле: $f_{уд} = [V] / U_{31} \cdot l_3$. График зависимости частоты ударов механизма от изменения параметра a представлен на рисунке 12 б. Как видно из графика, при значении параметра

$a = 2$, величина частоты ударов у всех разновидностей схем почти одинакова. Но с увеличением параметра a в диапазоне от 2 до 20, наблюдается уменьшение значений частоты ударов у схем с соотношениями длин $l_1 < l_2 = l_3 < l_0$ и $l_1 < l_2 < l_3 < l_0$.

Таким образом, полученные результаты исследования дают возможность выбора схем и соотношений длин звеньев механизма для реализации их в ударных машинах различного назначения и областей применения, с учетом предъявляемых к ним требований и ограничений.

Одной из рекомендуемых областей применения схем ударных машин на основе МПС с наибольшим основанием является очистка

поверхностей, т.е. очистка емкостей, труб, бункеров и. т. д. от трудноудаляемых отложений. К конструкции такой виброударной машины при проектировании накладываются следующие ограничения: ограничение на скорость соударения $[V_{уд}] < 10-12$ м/с, для того чтобы не повредить поверхность и, следовательно, потребуется небольшая энергия удара $A_{уд}$, где рекомендуемая величина коэффициента кинематического восстановления скорости колеблется в пределах $R_{кин} = 0,3 \div 0,5$. Для этой области можно рекомендовать схему с соотношениями $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$ с параметром $a = 5$. Такую же схему с параметром $a = 2$, можно рекомендовать для уплотняющих машин, имеющих большую энергию удара и реакции в опорах, но рекомендуемая величина коэффициента кинематического восстановления скорости должна быть равна не более $R_{кин} = 0,2$.

Для сейсмического зондирования рекомендуется схема с соотношениями $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$, $a = 9$, у которой энергия удара максимальная, реакции - минимальные, частота - низкая, величина $R_{кин} = 0,3$.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

В результате проведенных исследований решена актуальная задача в области выбора рациональных параметров ударных машин на основе механизмов переменной структуры с наибольшим основанием.

По результатам исследований можно сделать следующие выводы.

1. Выявлены отличительные особенности и кинематические свойства трех разновидностей схем механизмов переменной структуры с наибольшим основанием: схема 1, в которой длина шатуна и коромысла равны; схема 2, в которой длина шатуна меньше длины коромысла, и схема 3, в которой длина шатуна больше длины коромысла. Полученные результаты позволяют объективно оценивать, сравнивать и выбирать схемы и соотношения длин звеньев механизма, наиболее подходящие для тех или иных условий.

2. Установлены зависимости изменения кинематических параметров в зависимости от угла поворота кривошипа и коэффициента наибольшего звена a в диапазоне от 2 до 20, которые позволяют выбирать рациональные параметры ударных от предъявленных к ним требований и ограничений в соответствии с областями применения этих ударных машин.

3. Установлена зависимость изменения реакций в кинематических парах и опорах звеньев ударного механизма от

коэффициента наибольшего звена a , которая позволяет определить схемы и соотношения длин звеньев, при которых значение реакций в кинематических парах имеет наименьшую величину.

4. Установлена зависимость важнейших эксплуатационных характеристик ударных механизмов, таких как энергия и частота ударов, ударная мощность от параметра a .

5. Выделены и рекомендованы схемы с рациональными кинематическими и силовыми параметрами для создания ударных машин для конкретных областей их применения:

- для уплотнения грунта рекомендуются схемы с соотношением длин звеньев $l_1 < l_2 = l_3 < l_0$ с параметром $a = 2$, $R_{\text{кин}} = 0,16 \div 0,5$ и схема $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$ с параметрами $a = 5$, $R_{\text{кин}} = 0,3 \div 0,6$;

- для очистки поверхностей – схема с соотношениями $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$ с параметрами $a = 5$ и $R_{\text{кин}} = 0,18 \div 0,5$;

- для сейсмического зондирования земной коры – схема с соотношениями длин звеньев $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$ с параметрами $a = 9$ и $R_{\text{кин}} = 0,3$.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. **Бакиров, Б.** К вопросу применения ударных механизмов переменной структуры в Сулюктинских угольных месторождениях [Текст] / Б.Бакиров // Материалы первой международной конференции “Наука, Техника, Технология». - Бишкек: ИА КР, 2007. - С. 97-100.

2. **Бакиров, Б.** Выбор рациональных схем и параметров кривошипно-коромысловых механизмов переменной структуры для ударных машин с наибольшей длиной основания [Текст] / Б.Бакиров // Материалы 2-й международной научно-технической конференции «Проблемы автоматизации, управления, экономики и подготовки кадров для современных производств», посвящённой 100-летию со дня рождения выдающегося организатора Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова. - С-Пб.: БГТУ, 2008. - С.78-81.

3. **Бакиров, Б.** Взаиморасположение и переходы кривошипно-коромысловых шарнирно-четырёхзвенных механизмов на примере МПС с наибольшим основанием [Текст] / Б. Бакиров // Материалы международной научной конференции «Актуальные проблемы механики и горного машиноведения, развития науки и интеграции

ВУЗов». Наука. Образование. Техника, №1(28), часть 2. – Ош: КУУ 2009. - С 110-112.

4. **Бакиров, Б.** О тенденции создания трамбующих и вибротрамбующих машин [Текст] / Б. Бакиров, С.С Алиев // Материалы международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2009», посвященной 50-летию образования Фрунзенского политехнического института - Кыргызского архитектурно-строительного института - Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им.Н.Исанова, Бишкек: Текник, 2009. - С. 231-236.

5. **Бакиров, Б.** Кинематический анализ схем ударных механизмов переменной структуры с наибольшим основанием [Текст] / Б. Бакиров, С.С. Алиев // Материалы международной научно-технической конференции «Наука, образование, инновации: приоритетные направления развития», посвященной 55-летию юбилею Кыргызского государственного технического университета им. И.Раззакова, Известия №16, Бишкек: Текник, 2009. - С. 162-165.

6. **Бакиров, Б.** Определение функции положения и кинематические передаточные функции различных схем для ударных механизмов переменной структуры с наибольшей длиной основания [Текст] / Б. Бакиров.// Материалы международной научно-практической конференции студентов и молодых ученых, «Государство и рынок: современные тенденции». Алматы: НИЦ КОУ, 2009.- С. 410-413.

7. **Бакиров, Б.** О перспективах создания горных и строительных машин в современных условиях [Текст] / Б. Бакиров, С.С.Алиев // Труды конференции с участием иностранных ученых «Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды», том III. - Новосибирск: ИГД СО им. Н.А.Чинакала, 2010. - С. 38-44.

8. **Бакиров, Б.** Синтез кривошипно-коромысловых механизмов переменной структуры с наибольшим основанием для ударных машин. [Текст] / Б.Бакиров, М.У. Араев, Б.М. Касымалиев // Инженер, №1, Бишкек: ИА КР, 2010. - С. 74-76.

9. **Бакиров, Б.** Сравнительный анализ и оценка трех разновидностей схем механизмов переменной структуры с наибольшим основанием [Текст] / Б.Бакиров.// Инженер, № 3,4. Бишкек: Издательский Центр ИА КР, 2012.- С.92-94.

10. **Бакиров, Б.** Особенности некоторых кинематических параметров в рычажных ударных механизмах С.Абдраимова с наибольшим основанием. [Текст] / Б. Бакиров, Э.С. Абдраимов, М.У. Араев, Б.М Касымалиев // Материалы международной научно-практической конференции «Теория машин и рабочих процессов»,

посвященной 90-летию со дня рождения академика О.Д.Алимова. Сборник научных трудов Института машиноведения НАН КР, Бишкек: ИМаш НАН КР, 2013.- С. 76-78.

11. Бакиров, Б., Абдраимов, Э.С., Касымалиев, Б.М. Гидропривод механического молота М-100 и его напорно-расходная характеристик [Текст] / Б Бакиров, Э.С. Абдраимов, Б.М. Касымалиев // Материалы Республиканской научно-практической конференции «Актуальные проблемы механики машин», посвящённой 70–летию со дня рождения член-корреспондента НАН КР .С.Абдраимова, 5- 7ноября 2014 г. Сборник научных трудов Института машиноведения НАН КР, выпуск 9, . Бишкек: Илим, 2014. - С. 76-78.

12. Бакиров, Б. Об особенностях механизмов переменной структуры С.Абдраимова для создания машин ударного действия [Текст] / Б.Бакиров, Э.С.Абдраимов, Б.М.Касымалиев // Материалы VI Международной конференции «Проблемы механики современных машин». – Улан-Уде: ВСГУТУ, 2015. - С. 3-10. <http://elibrary.ru/item.asp?id=24322027>

13. Бакиров, Б. Закономерности изменения сил реакций в кинематических парах схем С.Абдраимова с наибольшим основанием [Текст] / Б. Бакиров // Материалы международной научно-технической конференции «Инновационные технологии для решения проблем комплексного освоения минерально-сырьевых ресурсов и устойчивого развития», посвящённой 215–летию видного общественного и политического деятеля Алымбек Датка Асан Бий уулу и 100-летию академика М.М. Адышева. ОшТУ, выпуск 2, .Ош: РИО ОшТУ, 2015.- С. 115-119.

14. Бакиров, Б. Определение и оценка степени влияния коэффициента наибольшего звена а на передаточное отношение в зоне удара схем С.Абдраимова с наибольшим основанием [Текст] / Б.Бакиров, М.И. Шадиев // Известия КГТУ №1(37), - Бишкек: КГТУ им. И.Раззакова, 2016. - С.49-51. <http://elibrary.ru/item.asp?id=26699005>

15. Бакиров, Б. Опыт экспериментальных исследований колебаний в ударных механизмах переменной структуры С.Абдраимова [Текст] / Б.Бакиров, М.И. Шадиев, Ф.Т. Шаршеев, Э.Э. Абдраимов // Материалы IV Международный межвузовский научно-практическая конференция «Инновационные технологии и передовые решения». Наука и инновационные технологии, № 1, Бишкек: Международный университет инновационных технологий, 2016. - С.197-201. <http://elibrary.ru/item.asp?id=27444152>

16. Бакиров, Б., Шадиев, М.И. Сравнительный анализ графиков зависимость реакций в кинематических парах звеньев от длины основания, разновидностей схем механизма С.Абдраимова с

наибольшим основанием [Текст] / Б.Бакиров // Материалы VIII международной конференции «Перспективы развития науки и образования» посвященной 25-летию государственной Независимости Республики Таджикистан и 60-летию Таджикского технического Университета имени академика М.С. Осими ,3-4 ноября 2016 г .Вестник ТТУ, Часть-2, Душанбе: ТТУ, 2016.- С.62-65.

17. **Бакиров, Б.** Сравнительная оценка передаточной функции второго порядка трех разновидностей схем С.Абдраимова с наибольшим основанием в зависимости от длины основания [Текст] / Бакиров, Б. // Материалы Международной научно-практической конференции «Теоретические и прикладные вопросы современной науки и образования: Тенденции и перспективы», приуроченной году истории и культуры, 1000-летию выдающегося поэта, философа Жусупа Баласагына. Вестник Иссык - Кульского Университета, № 42. - Каракол: Иссыкульский Государственный Университет им. К. Тыныстанова, 2016.- С.214-217.

18. **Бакиров, Б.** Анализ влияния геометрических параметров разновидностей схем МПС С.Абдраимова с наибольшим основанием на энергетические характеристики ударных машин. [Текст] / Б.Бакиров, М.И. Шадиев // Вестник КРСУ № 5(17), Бишкек: КРСУ им. Б.Н. Ельцина, 2017. - С.13-14. <https://elibrary.ru/item.asp?id=29729463>.

19. **Бакиров, Б.** Сравнительный анализ разновидностей схем механизма С. Абдраимова с наибольшим основанием [Текст] / Б. Бакиров, М.И. Шадиев // Сборник статей X Международной научно-практической конференции «Наука и Образование: Сохраняя прошлое, создаем будущее», часть 3. - Пенза: МЦНС «Наука и Просвещение», 2017. - С.35-40. <https://elibrary.ru/item.asp?id=29337536>.

20. **Бакиров, Б.** Развитие механизмов переменной структуры в Кыргызстане. [Текст] / Б.Бакиров, Э.С.Абдраимов, М.И. Шадиев // Материалы международной научно-практической конференции «Фундаментальные основы механики» №2, Новокузнецк: НИЦ «МашиноСтроение», 2017. - С.6-9. <https://elibrary.ru/item.asp?id=30291532>.

21. **Бакиров, Б.** Предпосылки к созданию высокочастотных машин на основе МПС [Текст] / Б.Бакиров, Э.Э.Абдраимов, М.И Шадиев // Journal of Advanced Researchin Technical Science (North Charleston, USA) №8. - С.40-44. <https://elibrary.ru/item.asp?id=32360806>

Бакиров Бурханидиндин 05.02.18 -Механизмдер жана машиналар назарияты адистиги боюнча техникалык илимдердин кандидаты окумуштуулук даражасына ээ болуу үчүн «Негизи чоң болгон ийри муунак-термелгичтүү ургулооч механизмдердин сарамжалдуу мүнөздөгүчтөрүн негиздөө» темасына жазылган диссертациясынын
КЫСКАЧА МАЗМУНУ

Ачкыч сөздөр: ийри муунак - термелгичтүү өзгөрүлмө түзүмдөгү механизм, чоң тээктүү, чоң термелгичтүү, чоң негиздүү сөлөкөт.

Изилдөө объектиси: Негизи чоң болгон ийри муунак - термелгичтүү өзгөрүлмө түзүмдөгү механизмдердин (ӨТМ) негизиндеги ургулооч машиналар.

Изилдөө предмети: Негизи чоң өзгөрүлмө түзүмдөгү ургулооч механизмдердин кинематикалык жана динамикалык мүнөздөгүчтөрү.

Илимий иштин максаты: Негизи чоң болгон ӨТМ дерди, ар түрдүү областтарда пайдалануу үчүн ургулооч машиналардын мүнөздөгүчтөрүн негиздөө.

Изилдөө усулдары жана аппараттары: Бул жумушта кинематиканы изилдөөдө аналитикалык жана динамиканы изилдөөдө кинестатика усулдары колдонулду. Мүнөздөгүчтөрдү эсептөөдө Mat Cad, Паскаль, Exel программалар чөйрөсүндөгү машиналык эксперимент колдонулду.

Алынган жыйынтыктар жана алардын жаңылыгы: Негизи чоң өзгөрүлмө түзүмдөгү ургулооч механизмдердин үч түрүнүн кинематикалык мүнөздөгүчтөрүнүн ийри муунактын абалынан жана механизмдин негизинин узундугунан болгон көз карандылыгы табылды. Кинематикалык жуптардагы каршылык күчү минималдуу болгон ургулооч машиналардын эң жакшы жумушчу мүнөздөмөлөрүн камсыз кылуучу сарамжалдуу мүнөздөгүчтөр табылды. Ургулооч машиналардын жыштык мүнөздөгүчтөрү менен «а» коэффициентинин ортосундагы байланыш табылды. Ургулооч машинанын сарамжалдуу мүнөздөгүчтөрүн сунуштоо негизделди жана колдонуу чөйрөсү аныкталды.

Колдонуу даражасы: Иштелип чыккан сунуштар жаңы ургулооч машиналарды жасоодо УИА Машина таануу институтуна жана окуу жараянында пайдалануу үчүн КР К.Тыныстанов атындагы Ыссык-Көл мамлекеттик университетине өткөрүп берилди.

Колдонуу тармагы: Өзгөрүлмөлүү түзүмдөгү механизмдердин негизинде жасалган ургулооч машиналарды долбоорлоодо жана конструкциялоодо.

РЕЗЮМЕ

диссертации Бакирова Бурханидина на тему : «Обоснование рациональных параметров кривошипно-коромысловых ударных механизмов с наибольшим основанием» на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности
05.02.18 – Теория механизмов и машин

Ключевые слова: механизм переменной структуры, ударный механизм, шатун, коромысло, основание, функция положения, угол поворота.

Объект исследования: кривошипно-коромысловые ударные механизмы переменной структуры с наибольшим основанием.

Предмет исследования: кинематические и динамические параметры ударных механизмов переменной структуры с наибольшим основанием.

Цель работы – является обоснование рациональных параметров кривошипно-коромысловых ударных механизмов с наибольшим основанием

Методы исследования и аппаратура: в работе использованы аналитический метод при исследовании кинематики и метод кинетостатики при исследовании динамики. Для расчета параметров был применен машинный эксперимент в программной среде Mat Cad, Паскаль, Excel.

Полученные результаты и их новизна: установлена зависимость кинематических параметров трех разновидностей схем ударного механизма переменной структуры с наибольшим основанием от положения кривошипа и длины основания механизма; выявлены схемы с рациональными параметрами, обеспечивающие наилучшие выходные характеристики с минимальными значениями сил реакций в кинематических парах ударных машин; установлена взаимосвязь между частотными параметрами ударной машины и коэффициентом наибольшего звена a ; обоснованы рекомендации по выбору рациональных параметров ударной машины и намечены возможные области их использования.

Степень использования: Разработанные рекомендации для создания новых ударных машин переданы Институту машиноведения НАН КР и Ыссык-Кульскому государственному университету для реализации в учебный процесс.

Область применения: Проектирование и конструирование ударных машин и устройств на основе МПС.

SUMMARY

Bakirov Burkhanidin's dissertation on the topic: "Justification of rational parameters of the crank-beam-drive mechanisms with the greatest basis" for the degree of candidate of technical sciences in the specialty 05.02.18 - Theory of mechanisms and machines

Keywords: variable structure mechanism, percussion mechanism, connecting rod, rocker, base, position function, angle of rotation.

Object of study: crank-beam impact mechanisms of variable structure with the largest base.

Subject of research: the kinematic and dynamic parameters of percussion mechanisms of variable structure with the greatest base. The aim of the work is to study crank-beam mechanisms of variable structure with the greatest basis for substantiating the parameters of impact machines used for various areas.

Research methods and equipment: the analytical method was used in the study of kinematics and the kinetostatic method in the study of dynamics. To calculate the parameters, a computer experiment was applied in the Mat Cad, Pascal, Excel software environment.

The obtained results and their novelty: the dependence of the kinematic parameters of three types of schemes of the percussion mechanism of variable structure with the largest base on the crank position and the length of the mechanism base has been established; identified schemes with rational parameters that provide the best output characteristics with the minimum values « a » of reaction forces in the kinematic pairs of percussion machines; the interrelation between the frequency parameters of the shock machine and the coefficient of the largest link a is established; recommendations on the choice of rational parameters of a shock machine are substantiated and possible areas of their use are outlined.

Degree of use: recommendations for creating new shock machines transferred to NAS and Imash yssyk-Kol State University for realization in the learning process.

Scope: design and construction of impact machines and devices based on the MPS.

