

**Институт машиноведения и автоматики
Национальной академии наук Кыргызской Республики
Кыргызский государственный технический университет
им. И. Раззакова
Министерства образования и науки Кыргызской Республики**

Диссертационный совет Д 05.18.576

На правах рукописи
УДК 621.7.073: 622.232.74

Толошов Чынгыз Орозалиевич

Структурный синтез механизмов прессов и ударных машин

05.02.18 – теория механизмов и машин

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Бишкек 2019

Работа выполнена в лаборатории «Динамика импульсных систем» Института машиноведения НАН КР и на кафедре «Организация перевозок и безопасность движения» Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова.

Научный руководитель: **Алмаматов Мыйманбай Закирович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Метрология и стандартизация» Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова

Официальные оппоненты:

Абдраимов Эмиль Самудинович, доктор технических наук, профессор, заведующий лабораторией Института машиноведения и автоматики НАН КР.

Каримбаев Турсунжан Турашевич, кандидат технических наук, с.н.с., доцент кафедры «Информационных систем и технологии» Кыргызского государственного университета строительства транспорта и архитектуры им. Н. Исанова

Ведущая организация: Ошский технологический университет им. М. Адышева, кафедра «Прикладная механика» (Кыргызская Республика, г. Ош, ул. Н. Исанова, 81).

Защита состоится 20 декабря 2019 года в 16.00 на заседании диссертационного совета Д 05.18.576 при Институте машиноведения и автоматики Национальной академии наук Кыргызской Республики (г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, <http://imash.kg>) и Кыргызском государственном техническом университете им. И. Раззакова Министерства образования и науки Кыргызской Республики (г. Бишкек, пр. Ч. Айтматова, 66, <https://kstu.kg>) по адресу: г. Бишкек ул. Скрябина, 23. Код доступа к конференции: 857-352-6426.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеках Института машиноведения и автоматики Национальной академии наук Кыргызской Республики и Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова и на сайте: <http://imash.kg/index.php/soiskatel-toloshov-chyngyz-orozalievich>.

Автореферат разослан «19» ноября 2019 г.

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



Квитко С.И.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации. Развитие экономики Кыргызской Республики связано с организацией новых и модернизацией существующих промышленных предприятий, среди которых важное значение имеют строительно-монтажные и дорожно-строительные организации, а также предприятия машиностроительной промышленности. Для выполнения специальных работ широко используются прессы, которые предназначены для выполнения операций ковки, рубки, штамповки, прессования, и ударные машины, которые предназначены для взламывания дорожных покрытий, трамбовки грунтов, разрушения фундаментов при устройстве котлованов, колодцев, траншей и ремонте коммуникаций и т.д.

Эффективность применения этих машин зависит от их производительности и надежности. Задача повышения производительности может быть решена на основе поиска новых схем механизмов. Поэтому задача структурного синтеза шарнирно-рычажных механизмов, на основе которых создаются рабочие органы прессов и ударных машин, актуальна.

Главный недостаток, влияющий на надежность машин с шарнирно-рычажными механизмами, это повышенные реакции на опоры, передающиеся от исполнительных органов, которые приводят к разрушению конструкции машин. Поэтому разработка механизмов с уменьшенными реакциями на опоры, которые повышают надежность прессовых и ударных машин, является актуальной задачей.

Связь темы диссертации с крупными научными программами (проектами) и основными научно-исследовательскими работами. Работа выполнена в рамках планов НИР Института машиноведения НАН КР по теме «Разработка основ расчета, проектирования и создания импортозамещающего оборудования и инструментов для различных областей промышленности и строительства» (2012-2014 гг.) и Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова по теме: «Материалосберегающие конструкции прессов с МПС» (2013-2018 г.).

Цель и задачи исследования. Целью работы является синтез структурных схем механизмов прессов и ударных машин, улучшение их конструктивных и эксплуатационных параметров для расширения технологических возможностей и повышения надежности.

Задачами исследования являются:

– синтез рычажных механизмов по универсальной структурной системе (УСС) Л. Т. Дворникова с наиболее сложным базисным звеном с числом геометрических элементов наиболее сложного звена кинематической цепи $\tau=3$;

- разработка структурных схем механизмов прессов и ударных машин при $\tau=3$ и количестве звеньев $n=5$;
- разработка рекомендаций для расчёта кинематических параметров ударного механизма с двумя ползунами.

Научная новизна полученных результатов:

- выявлено количество комбинаций механизмов с пятью подвижными звеньями со сложным базисным звеном $\tau = 3$, равное 208 схем, из которых доказана работоспособность 160 схем.
- установлено, что при определённых соотношениях длины кривошипа l_1 и координаты расположения траектории перемещения дополнительного ползуна l_4 рычажного механизма с двумя ползунами в диапазоне $0,5 < l_4 / l_1 \leq 1$ дополнительный ползун совершает 2 возвратно-поступательных движения, что увеличивает частоту хода ползуна;
- выявлено, что ход дополнительного ползуна увеличивается с уменьшением длины дополнительного шатуна.

Практическая значимость полученных результатов:

- разработана классификация рычажных механизмов с шестью звеньями с наиболее сложным звеном кинематической цепи $\tau = 3$, что позволяет при конструировании машин сделать правильный выбор схемы механизма;
- разработаны рекомендации по выбору рациональных параметров механизма с двумя ползунами, новизна которого подтверждена патентом КР № 1850;

Экономическая значимость: предполагаемая эффективность механизма с двумя ползунами при использовании его в прессовом оборудовании и ударных машинах заключается в повышении их долговечности и производительности.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

1. Методом наслоения с использованием универсальной структурной системы Л. Т. Дворникова синтезировано 208 структурных схем шестизвенных механизмов.
2. Кинематическая схема рычажного механизма с двумя ползунами, в которой дополнительный ползун совершает два рабочих хода за один оборот кривошипа при определённых соотношениях длины кривошипа и координаты расположения траектории перемещения дополнительного ползуна.
3. Установлен диапазон рациональных значений коэффициента $\theta=0,8\dots 1$, характеризующего отношение длины дополнительного шатуна l_3 к длине основного шатуна l_2 , влияющего на ход дополнительного ползуна.

Личный вклад соискателя в получении результатов. Основные научные результаты исследований получены соискателем лично. Разработана: классификация плоских механизмов $\tau = 3$ и $n = 5$, кинематическая схема рычажного механизма со сложным базисным звеном $\tau=3$, составляющего основу рабочего органа ударных и прессовых машин; разработаны рекомендации по конструированию механизма с двумя ползунами.

Апробации результатов исследований. Основные положения диссертационной работы обсуждены на: международной научно-практической конференции «Теория машин и рабочих процессов», посвящённой 90-летию со дня рождения академика О. Д. Алимова (Бишкек, 2013 г.), первой международной заочной научно-практической конференции «Современные проблемы теории машин» (Новокузнецк, 2013 г.), республиканской научно-практической конференции «Актуальные проблемы механики машин», посвящённой 70-летию со дня рождения члена-корреспондента НАН КР С. Абдраимова, (Бишкек, 2014 г.).

Полнота отражения результатов диссертации в публикациях. По теме диссертации опубликовано 13 научных работ, из них: 3 статьи - в научных журналах, индексируемых системой РИНЦ, опубликованных за пределами Кыргызской Республики, 7 статей - в научных журналах, индексируемых системой РИНЦ, опубликованных в Кыргызской Республике, 1 патент Кыргызской Республики.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, трех глав и 2-х приложений. Содержит 146 страниц машинописного текста, включающего 4 таблицы, 81 рисунок и библиографический список из 65 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи исследования, объект исследования, научная новизна и направления практической реализации результатов исследования, личный вклад, публикации и апробация результатов.

В первой главе выполнен обзор и анализ работ по структурному синтезу механизмов, рассмотрена, классификация механизмов переменной структуры (МПС) прессов, а также ударных машин, классификационные признаки механизмов, методы структурного синтеза и строение плоских рычажных механизмов, структурные схемы механизмов при сложном базисном звене $\tau = 3$ для проектирования новых механизмов по различным критериям работы или движения. Вопросы структурного синтеза и анализа механизмов рассматривались в трудах

П. Л. Чебышева, И. И. Артоболевского, С. Н. Кожевникова, В. В. Добровольского, К. В. Фролова, Л. Т. Дворникова, Л. Бурместера, Ф. Рело, Э. Е. Пейсах, В. А. Нестерова и многих других.

Проанализирована проблема увеличения производительности прессов и ударных машин, созданных на основе шарнирных рычажных механизмов. Установлено, что проектирование новых механизмов ведется, исходя из обеспечения преимуществ по различным критериям работы или движения.

Во второй главе проведен синтез механизмов с пятью подвижными звеньями $n = 5$, базисным звеном $\tau = 3$ и составлена классификация структурных схем.

Объект исследования: шарнирно-рычажные механизмы прессов и ударных машин с пятью подвижными звеньями.

Предмет исследования: структурные схемы шарнирно-рычажных механизмов с пятью подвижными звеньями и наиболее сложным базисным звеном кинематической цепи при $\tau=3$, их кинематические параметры.

Для создания механизмов с количеством кинематических пар наиболее сложного базисного звена цепи $\tau = 3$ использована универсальная структурная система Л. Т. Дворникова и определены возможные комбинации рычажных механизмов с количеством подвижных звеньев n при последовательном и параллельном соединении со звеньями групп Ассура.

Синтез механизмов проведен по универсальной структурной системе Л. Т. Дворникова, которая имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} p = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + in_i + \dots + 2n_2 + n_1 \\ n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1 + n_0 \\ W = (6 - m)n - \sum (k - m)p_k; (k - m) > 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

где p – общее число кинематических пар кинематической цепи; τ – количество кинематических пар наиболее сложного базисного звена цепи; n_i – число звеньев, добавляющих в цепь по i кинематических пар; m – число общих наложенных на механизм связей, $m=0, 1, 2, 3, 4$ (параметр Добровольского В.В.); n – число подвижных звеньев; W – подвижность цепи; k – номер класса кинематических пар ($k=5, 4, 3, 2, 1$) p_k – число кинематических пар k -того класса.

Основной принцип образования рычажных механизмов заключается в том, что схема любого механизма может быть составлена после-

довательным присоединением к входным (начальным) звеньям или стойке кинематической цепи группы Ассур с нулевой степенью подвижности. Известно, что существует 10 типов рычажных механизмов с тремя подвижными звеньями $n = 3$ (рисунок 1а). На рисунке 1 б представлено 6 схем групп Ассур, из которых, 3-я и 5-ая схемы создают по 2 структурных схемы, таким образом, общее количество присоединяемых схем равно 8.

Присоединяя к первому, второму или к третьему звену одну из 8-ми структурных схем групп Ассур (рисунок 1 б), можно получить 240 механизмов с 5-ю подвижными звеньями. Анализ показывает, что если механизм «симметричный» (например, шарнирный четырехзвенный

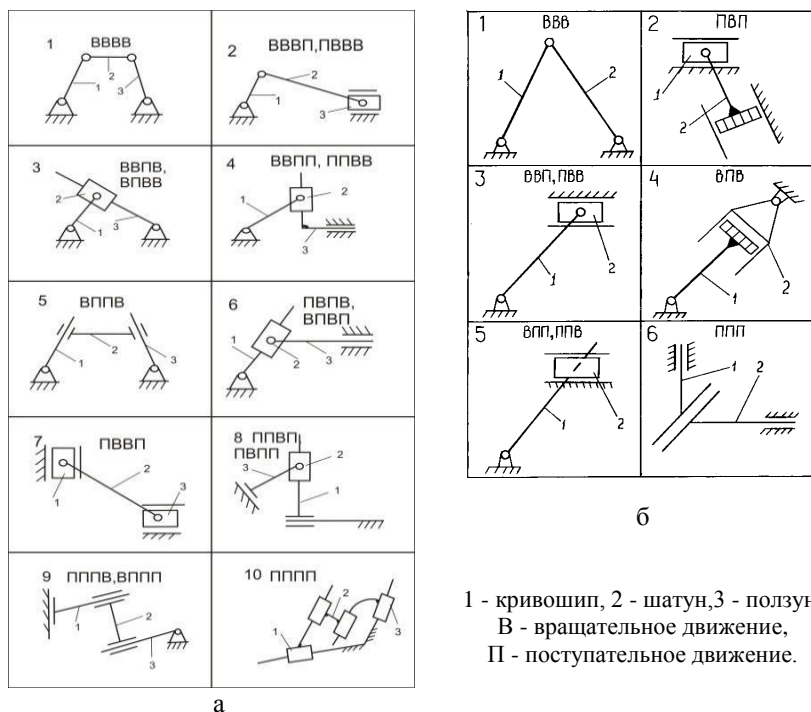


Рисунок 1 – Варианты структурных схем: с тремя подвижными звеньями $n = 3$ (а); с двумя подвижными звеньями $n = 2$ (б) механизм, состоящий из кинематических пар: вращательная - вращательная - вращательная (BBB – схема 1 на рисунке 1 а)), то при насаивании к первому и третьему звену схемы дублируются. Одна из таких схем исключается из общего количества механизмов. Таким образом,

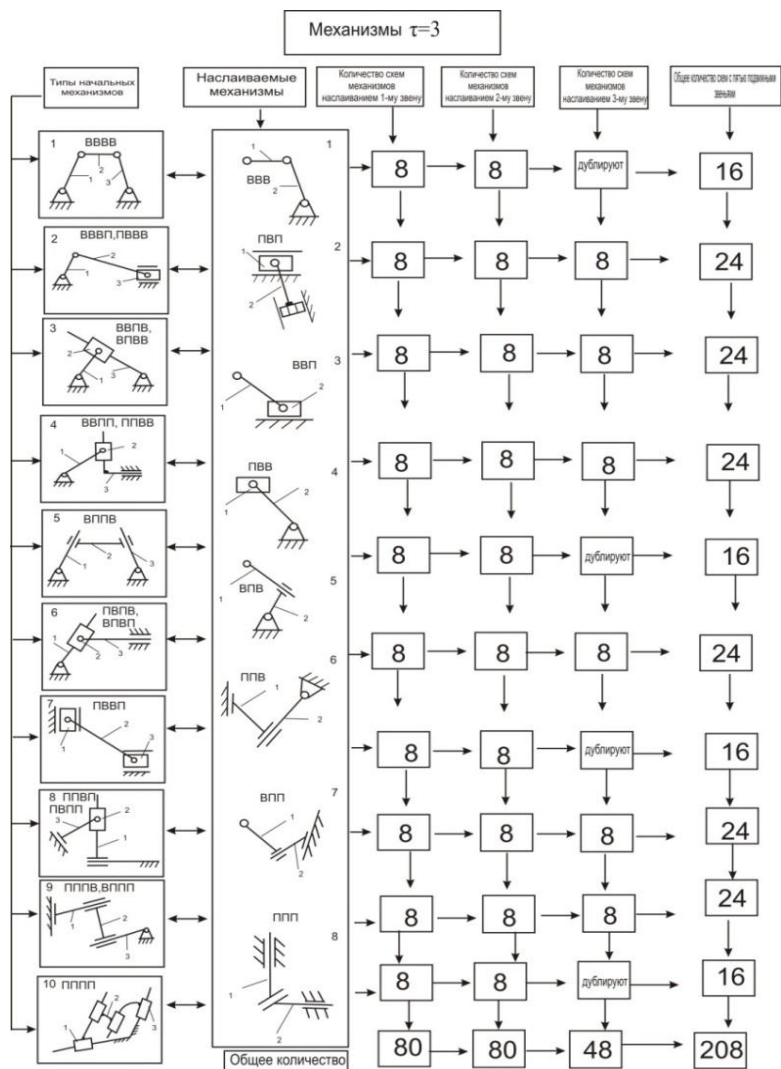
после исключения повторяющихся схем образовано 208 комбинаций кинематических цепей (рисунок 2).

Анализ работоспособности механизмов с $\tau=3$ и $n=5$ показал, что из 208 схем работоспособны 160, из них: 2 схемы имеют три степени подвижности, 14 схем имеют две степени подвижности, оставшиеся, 144 схемы, имеют одну степень подвижности. Среди 160 схем есть известные, и есть схемы механизмов, которые к настоящему времени не были исследованы. Одна из таких схем - это схема механизма, который образован при соединении к механизму, содержащему пары: вращательная - вращательная - вращательная – поступательная ВВВП (схема 2 на рисунке 1 а) группы Ассура вращательная – вращательная – поступательная ВВП (схема 3 на рисунке 1 б). Этот механизм представляет собой рычажный механизм с двумя ползунами, который может найти применение в качестве ударного механизма в конструкции прессов и ударных машин.

В третьей главе представлены результаты кинематического анализа механизма с двумя ползунами (рисунок 3 в) и выбора его геометрических параметров. Рассматриваемый механизм предназначен для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное, обеспечивая заданный закон движения. Механизм работает следующим образом: при вращении кривошипа 1, движение передаётся через шатун 2 ползуну 3 и преобразуется в возвратно-поступательное движение по оси Х. Движение ползуна 3 передаётся через шатун 4 дополнительному ползуну 5 и преобразуется в возвратно-поступательное движение по оси У.

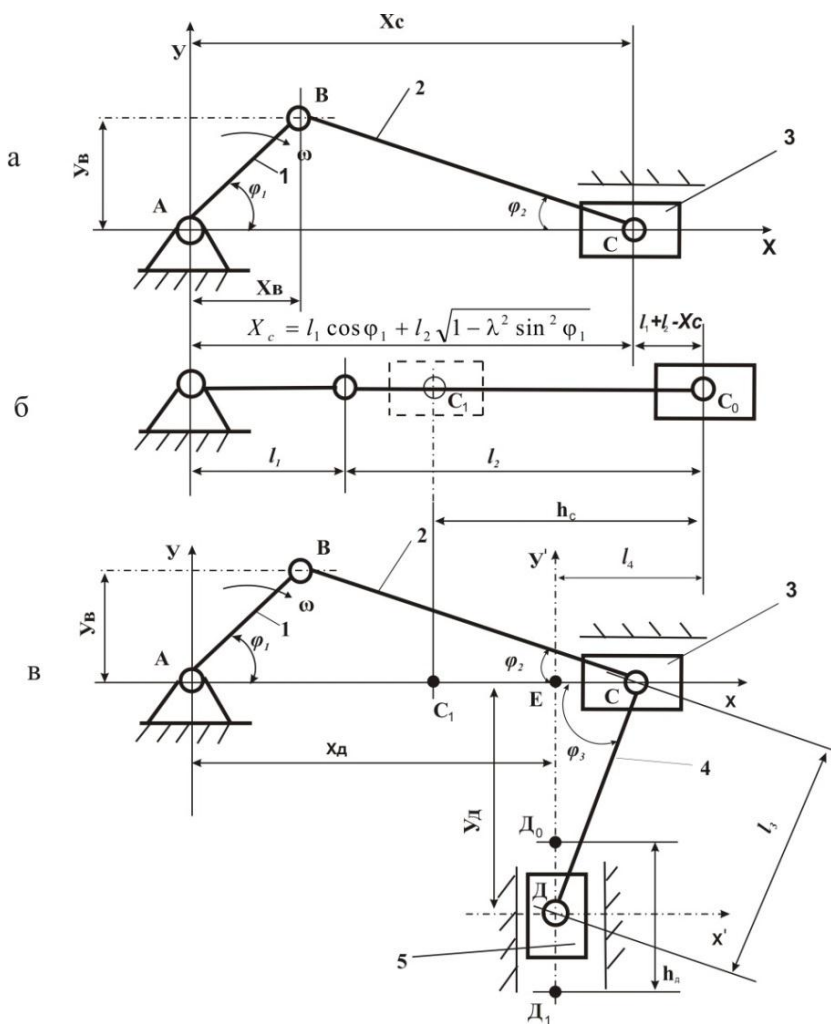
Для составления уравнения движения звеньев ударного механизма выберем систему координат, нулевое значение которой соответствует точке А (рисунок 3). За начало отсчёта движения точки С принимается крайнее положение ползуна 3, когда звено 1 и звено 2 выстраиваются в одну линию (рисунок 3 б). Кинематические параметры механизма с дополнительным ползуном зависят от следующих размеров: длины кривошипа l_1 , длины шатуна l_2 , длины дополнительного шатуна l_3 , угла поворота кривошипа φ_1 , и величины l_4 , равной расстоянию от крайнего положения основного ползуна до траектории перемещения дополнительного ползуна.

Определяем координаты точек звеньев механизма. Координаты точки В определяется как:



1 – первое звено, 2- второе звено, 3 – третье звено.
В – вращательная движение, П – поступательное движение.

Рисунок 2 – Схема образования механизмов с наиболее сложным звеном кинематической цепи $\tau=3$ с пятью подвижными звеньями методом наслаивания



1 - кривошип; 2 - шатун; 3 - ползун; 4 - дополнительный шатун;
5 - дополнительный ползун.

l_1 - длина кривошипа, l_2 - длина основного шатуна, l_3 - длина дополнительного шатуна, l_4 - расстояние от крайнего положения точки C_0 до траектории движения дополнительного ползуна, h_c - ход основного ползуна, h_d - ход дополнительного ползуна

Рисунок 3 -Расчётная схема механизма с двумя ползунами

$$X_B = l_1 \cos \varphi_1; \quad Y_B = l_1 \sin \varphi_1, \quad (1)$$

где l_1 - длина кривошипа, мм; φ_1 - угол поворота кривошипа, град.

Из рисунка 3 определяем координаты точки С. X_C зависит от углов φ_1 и φ_2 :

$$X_C = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2, \quad Y_C = 0, \quad (2)$$

где l_2 - длина основного шатуна, мм; φ_2 – угол поворота основного шатуна.

Введем коэффициент λ , характеризующий отношение длины кривошипа к длине основного шатуна:

$$\lambda = l_1 / l_2, \quad (3)$$

и выведем неизвестную φ_2 ;

$$\sin \varphi_2 = \frac{l_1}{l_2} \sin \varphi_1 = \lambda \sin \varphi_1. \quad (4)$$

$$\cos^2 \varphi_2 = 1 - \sin^2 \varphi_2 = 1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1. \quad (5)$$

Положение точки С ползуна 3 относительно начала координат с учётом (3) и (5) определяется формулой:

$$X_C = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1}. \quad (6)$$

Ход основного ползуна h_C равен расстоянию C_0C_1 .

Координата точки Д ползуна 5 по оси X задаётся соотношением:

$$X_D = (l_1 + l_2 - l_4),$$

где l_4 - расстояние от крайнего положения основного ползуна до траектории движения дополнительного ползуна 5 EC_0

Для нахождения координаты точки Д по оси У вводится вспомогательная система координат $Y'OX'$ с началом в точке Д. Начало координат находится из треугольника ECD :

$$Y_D^2 = ED^2 = CD^2 - EC^2 = l_3^2 - EC^2, \quad (7)$$

где EC можно выразить как:

$$EC = l_4 - [(l_1 + l_2) - X_C] = l_4 - l_1 - l_2 + X_C. \quad (8)$$

Тогда (7) с учетом (6) запишется как:

$$Y_D^2 = l_3^2 - (l_4 - l_1 - l_2 + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1})^2 \quad (9)$$

Как видно координата точки D по оси Y' зависит от длины звеньев l_1, l_2, l_3 . Ход дополнительного ползуна h_d равен расстоянию D_0D_1 .

Дифференцируя уравнения (6) и (9) по углу поворота кривошипа, находятся скорости ползунов 3 и 5, а дифференцируя уравнения дважды – их ускорения.

Скорость точки C основного ползуна 3 определится как:

$$\dot{X}_c = l_1 \sin \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + \frac{l_1 \cos \varphi_1 (\lambda \sin \varphi_1 - k)}{\sqrt{1 - (\lambda \sin \varphi_1 - k)^2}} \cdot \dot{\varphi}_1 \quad (10)$$

Скорость точки D дополнительного ползуна 5 имеет вид:

$$\dot{y}_D = \frac{l_1 \dot{X}_c' - 4 X_c \dot{X}_c}{\sqrt{l_3^2 - EC^2}} \quad (11)$$

По полученным зависимостям (9) и (11) построены графики перемещения точки D дополнительного ползуна 5 (рисунок 4 а), скорости (рисунок 4 б) и ускорения (рисунок 4 в) при изменении угла поворота кривошипа от 0 до 2π . Графики построены для значений $l_1 = 45$ мм, $l_2 = 80$ мм, $l_3 = 70$ мм с помощью компьютерных программ Mathcad и Matlab. Нулевая линия на графике соответствует значению $D_0D_1/2$. Ход дополнительного ползуна 5 зависит от координаты расположения его траектории l_4 . Установлено, что при определенных соотношениях l_4/l_1 ползун 5 совершает два хода. На рисунках 4 а, б, в графики построены для соотношения $l_4/l_1 = 0$, когда траектория движения дополнительного ползуна вдоль оси Y' соответствует крайнему положению основного ползуна (точка C_0 на рисунке 3 б), т.е. $l_4 = 0$.

Из рисунка 4 а видно, что при $l_4/l_1 = 0$ за один оборот кривошипа дополнительный ползун 5 совершает 1 ход. График перемещения дополнительного ползуна имеет параболический закон изменения. График скорости дополнительного ползуна (рисунок 4 б), имеет синусоидальный характер. График ускорения (рисунок 4 в) имеет неравномерный синусоидальный характер.

Аналогичные графики были построены для различных соотношений l_4/l_1 в диапазоне от 0 до 2 с шагом 0,1.

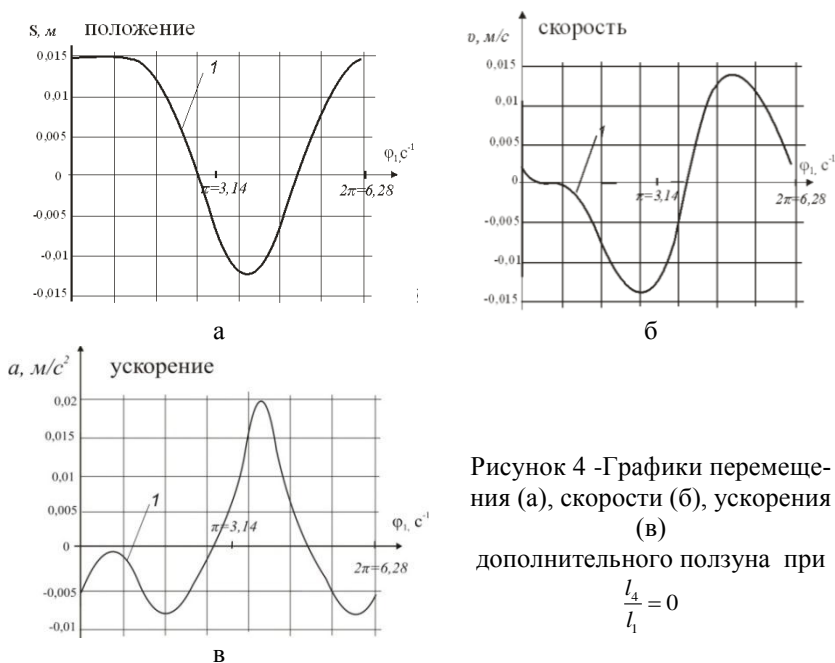


Рисунок 4 -Графики перемещения (а), скорости (б), ускорения (в)

дополнительного ползуна при $\frac{l_4}{l_1} = 0$

Для примера на рисунках 5 - 8 приведены графики перемещения, скорости и ускорения для случаев $\frac{l_4}{l_1} = 0,5$ (рисунок 5), $\frac{l_4}{l_1} = 1$ (рисунок 6),

$\frac{l_4}{l_1} = 1,5$ (рисунок 7), $\frac{l_4}{l_1} = 2$ (рисунок 8).

На рисунке 5 а можно увидеть, что за один оборот кривошипа дополнительный ползун совершает уже два возвратно- поступательных перемещения. Причем величина одного хода меньше чем второго, и эта разница зависит от размещения положения дополнительного ползуна, чем ближе ползун крайнему положению разница увеличивается и механизм переходит на другой режим движения. И чем дальше от крайнего положения разность ходов дополнительного ползуна уменьшается (рисунок 5 б) а ускорение изменяется по двойной синусоиде (5 в). Таким образом, при размещении дополнительного ползуна близко к граничным положениям разница хода увеличивается, а при обратном ходе величина уменьшается.

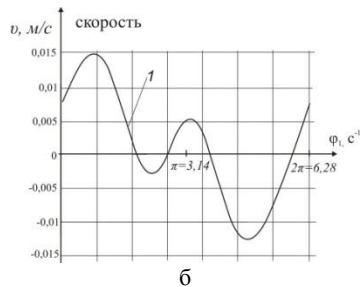
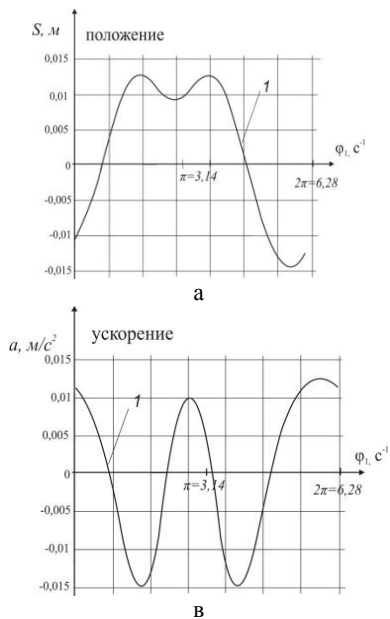


Рисунок 5 -Графики перемещения (а), скорости (б), ускорения (в) дополнительного ползуна при

$$\frac{l_4}{l_1} = 0,5$$

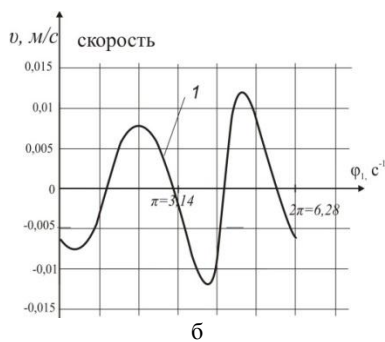
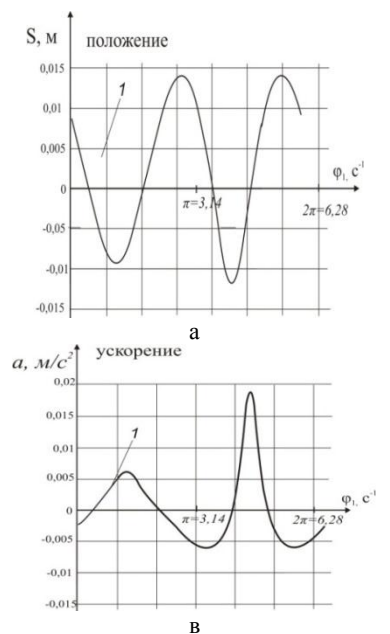


Рисунок 6 – Графики перемещения (а), скорости (б), ускорения (в) дополнительного ползуна при

$$\frac{l_4}{l_1} = 1$$

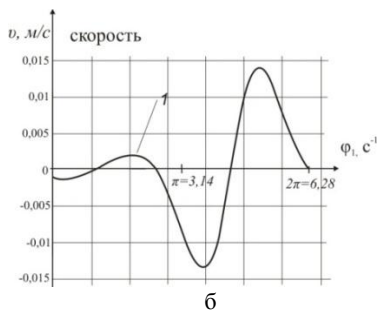
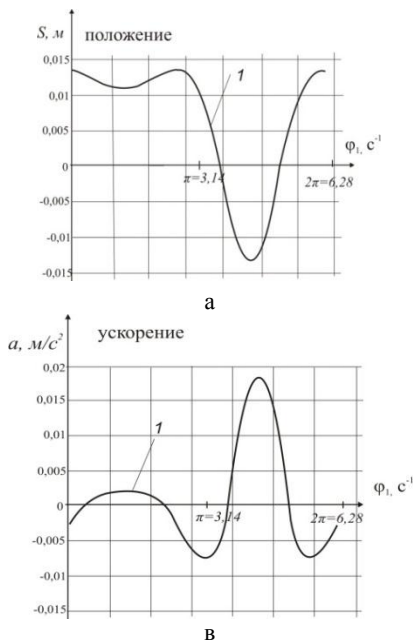


Рисунок 7 – Графики перемещения (а), скорости (б), ускорения (в) дополнительного ползуна при $\frac{l_4}{l_1} = 1,5$

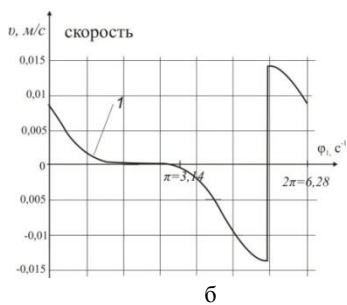
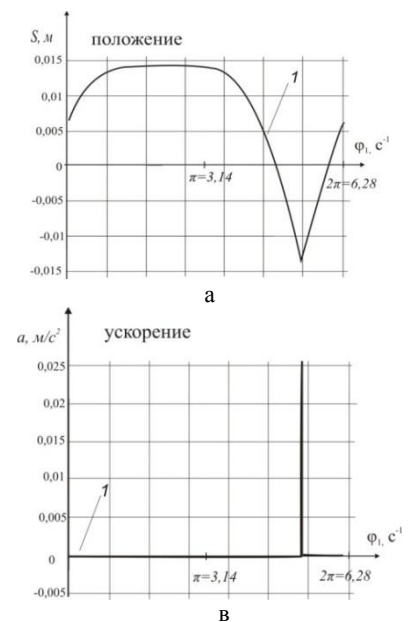


Рисунок 8 – Графики перемещения (а), скорости (б), ускорения (в) ползуна 5 при $\frac{l_4}{l_1} = 2$

При значениях $\frac{l_4}{l_1} < 0,5$ за один оборот кривошипа 1 дополнительный ползун 5 совершает одно возвратно-поступательное движение, при $0,5 < \frac{l_4}{l_1} \leq 1$ дополнительный ползун совершает 2 возвратно-поступательных движения, а при $\frac{l_4}{l_1} > 1$ - одно возвратно-поступательное движение.

При значении $l_4 / l_1 = 1$ (рисунок 6) за один оборот кривошипа дополнительный ползун совершает два возвратно-поступательных движения. При этом, во второй фазе движения от π до 2π по сравнению с первой, величины перемещения, скорости и ускорения больше на 50 %.

Далее рассмотрим движение ползуна при условии $l_4 / l_1 = 2$, графики перемещения, скорости и ускорения которого показаны на рисунках 8, а, б и в. Здесь снова получается граничная область и за один оборот кривошипа ползун совершает одно возвратно-поступательное перемещение.

Для определения рациональных соотношений длин звеньев вводятся коэффициенты.

$$\theta = \frac{l_3}{l_2}; \quad \xi = \frac{l_4}{l_2}.$$

Тогда координата точки Д будет определяться как

$$Y_D = \sqrt{\xi^2 - \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\theta} - X_c \right) \right]^2}. \quad (13)$$

Анализ положений звеньев механизма показал, что значение коэффициента θ влияет на величину хода дополнительного ползуна h_d . Показано, что рациональные значения этого коэффициента должны быть в пределах от 0,8 до 1. При меньшем 0,8 и большем 1 амплитуда первого хода – незначительна.

В рассматриваемом механизме величина хода дополнительного ползуна h_d также зависит от величины хода основного ползуна h_c и длины дополнительного шатуна l_3 .

На рисунке 9 показана зависимость величины хода основного ползуна h_c от коэффициента дополнительного шатуна $\lambda_2 = l_2 / l_3$. Как показывает график, с уменьшением λ_2 ход дополнительного ползуна уменьшается и стремится к нулю.

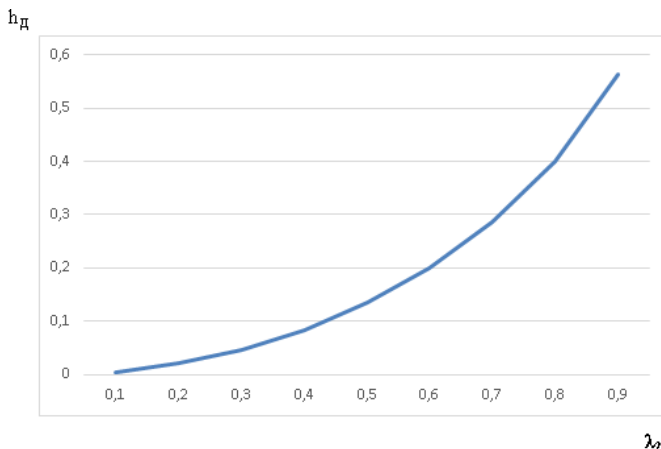


Рисунок 9 – График зависимости величины хода дополнительного ползуна от коэффициента дополнительного шатуна λ_2

Введем обозначения: $\eta_1 = \frac{h_c}{l_2}$, $\eta_2 = \frac{h_d}{l_3}$,

где η_1 – безразмерная характеристика хода ползуна; η_2 – безразмерная характеристика хода дополнительного ползуна; h_c – ход основного ползуна; h_d – ход дополнительного ползуна;

После преобразований получим

$$\eta_2 = 1 - \sqrt{1 - \lambda_2^2} \quad (15)$$

В присоединенной (наслоенной) группе Ассура длина хода и режим движения ползуна зависят от хода основного ползуна, т.е. от длины кривошипа и длины шатуна 2.

Определена реакция на опоры кривошипа двухползунного механизма в крайнем положении (мертвой точке), которая составляет 40 % от реакции на опоры в случае обычного кривошипно-ползунного механизма, при тех же условиях, т.к. часть реактивной силы воспринимается присоединенной группой Ассура, т.е. реакция на опору меньше на 60%.

$$Z = \frac{F_{k/(2пол)}}{F_{k/(1пол)}} \quad (17)$$

где $F_{k/(1пол)}$ - реакция опоры кривошипа обычного кривошипно-ползунного механизма (рисунок 3 а), $F_{k/(2пол)}$ - реакция опоры кривошипа механизма с двумя ползунами (рисунок 3 в).

ВЫВОДЫ

В диссертационной работе дано решение актуальной задачи синтеза структур механизмов с наиболее сложным звеном кинематической цепи $\tau=3$ и количеством звеньев $n=5$. При этом получены следующие результаты.

1. Выявлено общее количество комбинаций механизмов с пятью подвижными звеньями со сложным базисным звеном $\tau = 3$; установлено, что из 208 схем работоспособны 160.

2. Использование многообразия механизмов с параметрами $\tau=3$ и $n=5$ позволяет создавать новые ударные или прессовые машины способные работать в различных сферах промышленности.

3. Разработана кинематическая схема механизма с двумя ползунами при $\tau = 3$ и $n = 5$, новизна которой подтверждена патентом КР № 1850.

4. Установлены зависимости для определения геометрических параметров пятизвенного механизма с двумя ползунами, позволяющие определить перемещение дополнительного ползуна, влияющее на частоту ударов механизма.

5. Построены графики перемещения, скорости и ускорения дополнительного ползуна механизма для различных соотношений длины кривошипа l_1 к длине l_4 , равной расстоянию от крайнего положения основного ползуна до траектории движения дополнительного ползуна.

Показано, что при $0,5 < \frac{l_4}{l_1} \leq 1$ дополнительный ползун совершает 2 хода,

что для ударных машин может служить основанием увеличения производительности.

6. Установлен диапазон рациональных значений коэффициента θ , характеризующего отношение длины дополнительного шатуна l_3 к длине основного шатуна l_2 , влияющего на ход дополнительного ползуна, равный $\theta = 0,8...1$.

7. Доказано, что реакция в опорах механизма с двумя ползунами на 60% меньше, чем для кривошипно-ползунного механизма с одним ползуном.

ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Разработаны методические рекомендации для расчёта кинематических параметров ударного механизма с двумя ползунами.
2. Разработана методика расчёта параметров пятизвённого механизма с двумя поступательными ползунами и программа для их расчётов в среде Matcad Matlab.
3. Разработаны рекомендации по выбору диапазона рациональных геометрических параметров пятизвённого механизма с двумя поступательными ползунами, при которых увеличивается производительность ударных машин.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ

1. Каримов, А. Основные признаки механизмов переменной структуры [Текст] / А. Каримов, Ч. О. Толошов, И. Р. Рыскулов, С. Б. Тагаев // Вестник ЖАГУ № 1 Жалалабат, 2007. – С. 164-168.
2. Толошов, Ч. О. Структурный синтез плоских механизмов [Текст] / Ч. О. Толошов. Инженер, № 2 Бишкек: ИА КР, 2010. – С. 48-49.
3. Толошов, Ч. О. Обзор синтеза плоских механизмов с низшими парами [Текст] / Ч.О. Толошов // Вестник ЖАГУ, № 1, 2, Жалалабат: ЖАГУ, 2010 – С.122-124.
4. Алмаматов, М.З. История развития механизмов переменной структуры прессы [Текст] / М.З. Алмаматов, Ч.О. Толошов, М.С. Байгазиев // Вестник КГУСТА им. Н.Исанова 2(40) Бишкек: Авангард, 2013. - С. 130-134. <https://elibrary.ru/item.asp?id=23323482>
5. Толошов, Ч. О. Обзор и анализ существующих методов структурного синтеза плоских рычажных механизмов [Текст] / Ч.О. Толошов // Вестник КГУСТА им. Н.Исанова 2(40) Бишкек: Авангард, 2013. - С. 134-137. <https://elibrary.ru/item.asp?id=23323483>
6. Алмаматов, М. З. Синтез одноподвижных механизмов с пятью подвижными звеньями с наиболее сложным звеном $\tau=3$ [Текст] / М. З. Алмаматов, Ч. О. Толошов // Известия КГТУ им. И. Раззакова № 29, Бишкек: Текник, 2013. - С. 115-119. <https://elibrary.ru/item.asp?id=29214736>
7. Алмаматов, М. З. Структурный синтез одноподвижных механизмов с пятью подвижными звеньями с использованием формулы Л. Т. Дворникова [Текст] / М. З. Алмаматов, Ч. О. Толошов // Материалы первой международной заочной научно-практической конференции

«Современные проблемы теории машин» Новокузнецк: СибГИУ, 2013. – С. 110-114. <https://elibrary.ru/item.asp?id=20889955>

8. Алмаматов, М. З. Создание одноподвижных механизмов с пятью подвижными звеньями вторичным насаиванием групп Ассура [Текст] / М. З. Алмаматов, Ч. О. Толошов // Материалы международной научно–практической конференции «Теория машин и рабочих процессов», посвящённой 90–летию со дня рождения академика Алимова О.Д. - Бишкек: ИМАШ НАН КР, 2013. - С. 79-81

9. Толошов, Ч. О. Синтез механизмов применительно к муфте Ольдгейма, синусному и тангенсному механизмам [Текст] / Ч. О. Толошов // Сборник научных трудов Машиноведение, Вып. 9 Изд. Илим Бишкек : ИМАШ НАН КР, 2014. – С.49 – 53.

10. Алмаматов, М. З. Синтез механизмов по универсальной структурной формулой Л. Т. Дворникова при базисном звене цепи $\tau=3$ [Текст]: / М. З. Алмаматов, Ч. О. Толошов. // Вестник Таджикского технического университета им. акад. М.С. Осими №1 (25), Душанбе: Шинос, 2014. – С.8 – 13. <https://elibrary.ru/item.asp?id=21365956>

11. Механический молот. Патент № 1850 КР, С1 (30.04.2016) [Текст] / М. З. Алмаматов, Ч. О. Толошов, Н. О. Мырзалиева, А. Э. Бейшенкулова, Р. Ш Халов; заявл. 10.03.2015; опубл. 31.03.2016, Бюл. №4 – С. 8.

12. Толошов, Ч. О. Ударный механизм с двумя поступательными звеньями [Текст]: / Ч. О. Толошов. // Вестник политехнический. Серия инженерные исследования №1 (37), - Душанбе: Шинос, 2017. – С. 100 – 106. <https://elibrary.ru/item.asp?id=30161896>

13. Алмаматов, М. З. Механизмы переменного класса с вращающимися круговыми звеньями [Текст] / М. З. Алмаматов, Толошов Ч. О., Токтомушева Ч. Т., Сонунбеков Д. Т., Мусираимова М. Б. // Машиноведение, Вып. 2(6) Бишкек: ИМАШ НАН КР, 2017. – С.49 – 53. <https://elibrary.ru/item.asp?id=32474613>

Толошов Чынгыз Орозалиевичтин 05.02.18 - механизмдер жана машиналар назарияты адистиги боюнча техникалык илимдердин кандидаттыгына окумуштуулук даражага ээ болуу үчүн «Пресс жана ургулоочу машиналардын механизмдеринин түзүмүн түзмөлдөө» темасына жазылган диссертациясынын кыскача мазмунунун РЕЗЮМЕСИ

Түйшүк сөздөр: түзүмдүүлүк түзмөлөө, калтектүү беш байланыштуу илмек механизми, кулистүү механизм, ийри мунактуу-жылуучу механизм, беш мүчөлүү калтектүү механизм.

Изилдөө объекти: $\tau=3$ жана $n=5$ механизмдүү пресстердин жана ургулоочу машинелеринин түзүмдүк сөлөкөттөр.

Изилдөө предмети: механизми бар пресстердин жана ургулоочу машиналардын жумушчу механизмдери.

Илимий иштин максаты: Беш тооголу $\tau=3$ татаал базистүү допшоо - калтектүү механизмдердин структуралык түзүмү жана алардын кинематикалык параметрлери.

Изилдөө усулдары жана аппараттары: изилдөө механизмдердин жана машиналардын талдоодо, түзмөлөө назариятынын негизинде жүргүзүлдү. **Mathcad, Matlab** компьютердик программасында машиналык эксперимент жүргүзүлдү.

Алынган жыйынтыктар жана алардын жаңылыгы: Беш байланыштуу $\tau=3$ татаал базистүү баланышы бар тегиздик механизмдерин табуунун комбинацияларынын жалпы аныкталган саны 208, анын ичинен 48 түзмөлүк сөлөкөттөрү иштебейт, 2 схема $W=3$, 14 схема $W=2$, 144 схема $W=1$, $\tau=3$ жана $n=5$ эки ползундуу механизминин жаңы кинематикалык сөлөкөтү иштелип чыкты, кошумча жылгыч ийри мунактын бир айлануусунда эки жүрүш жасайт; шалкы жана ийри мунактын ар түрдүү катышы, ийри мунактын бурулуу бурчунан жана кошумча жылгычтын жүрүшүнөн көз каранды экени аныкталды.

Колдонуу даражасы: жаңы ургулоочу машинелерди куруу үчүн иштелип чыкан жыйынтыктары Кыргыз Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машине таануу институтуна жана И. Раззаков атындагы Кыргыз мамлекеттик техникалык университетине окуу процесстерине колдонуу сунушталды.

Колдонуу тармагы: пресстердин механизмдерин долбоорлоодо жана жаратууда колдонулат.

РЕЗЮМЕ

диссертации Толошова Чынгыза Орозалиевича на тему:
«Структурный синтез механизмов прессов и ударных машин» на
соискание ученой степени кандидата технических наук
по специальности 05.02.18 – теория механизмов и машин

Ключевые слова: структурный синтез, рычажный шарнирно-пятизвенный механизм, кулисный механизм, кривошипно-ползунный механизм, шестизвенный рычажный механизм.

Объект исследования: шарнирно-рычажные механизмы прессов и ударных машин с пятью подвижными звеньями.

Предмет исследования: структурные схемы шарнирно-рычажных механизмов с пятью подвижными звеньями с наиболее сложным базисным звеном кинематической цепи при $\tau=3$ и их кинематические параметры.

Цель работы: синтез структурных схем механизмов прессов и ударных машин, улучшение их конструктивных и эксплуатационных параметров с целью расширения технологических возможностей и повышения надежности.

Методы исследования и аппаратура: исследование выполнялось на основе методов анализа и синтеза теории механизмов и машин. Машинный эксперимент проводился с помощью компьютерных программ Mathcad и Matlab.

Полученные результаты и их новизна: впервые определено общее количество комбинаций механизмов с пятью подвижными звеньями со сложным базисным звеном $\tau=3$, составляющее 208 схем, из которых: 160 структурных схемы работоспособны, из них 2 схемы имеют степень подвижности $W=3$, 14 схем - $W=2$, 144 схемы - $W=1$; разработана кинематическая схема механизма при $\tau=3$ и $n=5$ с двумя ползунами, в которой дополнительный ползун совершает два рабочих хода за один оборот кривошипа; установлены рациональные значения коэффициента θ , характеризующего отношение длины дополнительного шатуна l_3 к длине основного шатуна l_2 , влияющего на ход дополнительного ползуна.

Рекомендации по использованию: разработанные рекомендации для создания новых ударных машин переданы Институту машиноведения НАН КР и Кыргызскому государственному университету им. И.Раззакова для реализации в учебный процесс.

Область применения: проектирование и конструирование механизмов прессов и ударных машин.

SUMMARY

dissertation of Toloshov Chyngyz Orozalievich on the topic:
" Structural synthesis of the mechanisms of presses and shock machines"
on the degree of candidate of technical sciences
specialty 05.02.18 - Theory of mechanisms and machines

Key words: structural synthesis, lever-hinged five-link mechanism, rocker mechanism, crank-slider mechanism, six-link lever mechanism.

Object of study: articulated lever mechanisms of presses and shock machines with five movable links.

Subject of research: structural diagrams with five moving links with the most complex basic links of the kinematic chain at $\tau = 3$ and their kinematic parameters.

Objective of the research: synthesis of structural diagrams of the mechanisms of presses and percussion machines, improvement of their design and operational parameters in order to expand technological capabilities and increase reliability.

Research methods and equipment: the study was carried out on the basis of analysis and synthesis methods of the theory of mechanisms and machines. The machine experiment was carried out using computer programs Mathcad and Matlab.

The obtained results and their novelty: for the first time, the total number of combinations of mechanisms with five movable links with a complex basis link $\tau = 3$ was determined, amounting to 208 circuits, of which 160 structural circuits are operable, 2 of them circuits have a degree of mobility $W = 3$, 14 circuits - $W = 2$, 144 schemes - $W = 1$; a kinematic diagram of the mechanism was developed for $\tau = 3$ and $n = 5$ with two sliders, in which the additional slider makes two working strokes per crank revolution; rational values of the coefficient θ are established that characterize the ratio of the length of the additional connecting rod l_3 to the length of the main connecting rod l_2 , which affects the course of the additional slider.

Degree of use developed recommendations for the creation of new percussion machines were transferred to the Institute of Mechanery Researching Institute under the NAS of the Kyrgyz Republic and Kyrgyz State Technical University named after I. Razzakova for implementation in the educational process.

Scope: design and construction of press mechanisms and percussion machines.

