

ИНЖЕНЕРНАЯ АКАДЕМИЯ КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ НАН КР

На правах рукописи

УДК 621.01

АКАНОВ ДӨӨЛӨТБЕК КУСЕЙИНОВИЧ

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ
ШАРНИРНО-ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА
ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ**

Специальность 05.02.18 – «Теория механизмов и машин»

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

БИШКЕК 2000

Работа выполнена в Инженерной Академии Кыргызской Республики в Исык-Кульском государственном университете им. К.Тыныстанова.

Научные руководители: Академик Международной Инженерной Академии, профессор М. Д. Алыбаев

Академик Международной Инженерной Академии, заслуженный изобретатель, доктор технических наук, профессор С. Абдраимов

Официальные оппоненты: Академик Инженерной Академии Кыргызской Республики, доктор технических наук, профессор А. П. Муслимов

Кандидат технических наук А.А. Абытов

Ведущая организация: Институт механики и машиноведения Министерства науки и высшего образования Республики Казахстан

Защита состоится « 11 » мая 2000 г. в 14⁰⁰ ч. на заседании специализированного совета Д 05.98.76 при Инженерной Академии КР и Институте машиноведения Национальной Академии Наук Кыргызской Республики, г. Бишкек, ул. Скрибина, 23.

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

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью, просим направлять по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрибина 23, Институт машиноведения НАН КР, Связьцентр Д 05.98.76, факс: (3312) 42-27-85.

Автореферат разослан 25 марта 2000 г.

Ученый секретарь специализированного совета Д 05.98.76, к.т.н.

 А.О. Абидов

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Положение страны в ряде экономически развитых государств определяется, в основном, уровнем развития ее машиностроительного комплекса. На протяжении ряда лет Инженерной Академией Кыргызской Республики под руководством академика МИА С.Абдраимова проводятся работы по созданию машин на основе механизмов, изменяющих свою структуру в процессе работы без разрыва кинематической цепи.

Большое применение в горной промышленности, строительстве, машиностроении и т.д. нашли ручные машины ударного действия, которые выпускаются с пневматическим, гидравлическим и электрическим приводами. Производительность ручных машин ряда назначений, выпускаемых крупными партиями, приближается к предельно возможной в данном конструктивном исполнении. Дальнейшее совершенствование этих машин не даст существенного повышения производительности без коренного изменения динамической схемы, характера осуществляемого технологического процесса или привода машины либо сочетания двух или трех указанных факторов.

К настоящему времени накоплен большой практический опыт создания таких машин, в частности, кузнечно-прессового оборудования, ударных машин. Однако, теоретические основы анализа и синтеза машин на основе таких механизмов развиты недостаточно. В связи с этим, не вызывая сомнения актуальность данной работы, посвященной разработке методики кинематического анализа, а также достаточно подробному анализу одного из таких механизмов: механизму шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма с наибольшим шатуном. Оригинальностью данной работы является впервые предложенный метод выбора параметров ударного механизма на основе анализа диаграмм существования шарнирных четырёхзвенников.

Цель работы. Цель настоящей работы заключается в построении и изучении диаграмм, облегчающих и ускоряющих выбор оптимальных параметров ударного механизма переменной структуры, в обосновании и разработке уравнений для кинематического анализа и силового расчета.

Методы исследования. Теоретические исследования выполнены на основе общих методов теории механизмов и машин.

Обоснованность научных выводов и рекомендаций, сформулированных в диссертации, подтверждена результатами теоретических и экспериментальных исследований других исследователей.

Научная новизна работы:

-определены характерные зоны существования и линии перехода механизмов из одного режима работы в другие с построением диаграмм σ_a , σ_b и $\sigma_{\text{вб}}$;

- определены возможные схемы механизмов с использованием диаграмм;

- разработаны методики кинематического и силового расчета шарнирно-четырёхзвенного механизма;

- выявлены оптимальные параметры механизмов на основе построенных диаграмм σ_a , σ_b и $\sigma_{\text{вб}}$.

Практическая ценность и реализация результатов работы.

Результаты диссертации могут быть использованы при выборе оптимальных параметров механизмов, а также при кинематическом и силовом анализе.

По диаграмме можно определить оптимальные параметры ударных механизмов и пути решения проблем ремонта и технического обслуживания данных машин.

Результаты диссертационной работы в период ее выполнения были внедрены в учебный процесс по дисциплине «Теория механизмов и машин» для специальностей 0.04.301. «Специальные технические дисциплины» и 64.00.301. «Сервис и техническая эксплуатация транспортных и технологических машин и оборудования» (Автосервис), ИГУ им. К. Тыныстанова

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на Международной научно-теоретической конференции посвященной 5-летию образования КРСУ «Проблемы и перспективы интеграции образования» (г. Бишкек, Кыргызстан 1998г); на Международной конференции «Механизмы переменной структуры и виброударные машины» (г. Бишкек, Кыргызстан 1999г); на Международной научной конференции, посвященной 45-летию организации Фрунзенского политехнического института - Кыргызско-Технического университета им. И. Раззакова «Технологии и перспективы современного инженерного образования, науки и производства» (г. Бишкек, Кыргызстан 1999г).

Публикации. По результатам проведенных исследований опубликовано 8 работ.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения и приложений. В ней содержится 135 страниц машинописного текста, 172 рисунка, в которых 124 схемы и библиографии из 117 наименований. Приложения к диссертационной работе включают акты внедрения результатов работы и программы расчета на языке С⁺⁺.

Содержание работы

Во введении показана актуальность темы диссертации, дана общая характеристика работы, сформулирована цель диссертационной работы и задачи исследования.

В первой главе изложены результаты анализа всевозможных схем шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры на основе диаграмм ca , cb и db . В результате анализа выявлено, что в диаграммах прямые и их пересечения (кроме граничных) определяют механизмы с особыми положениями, т.е. механизмы, параметры которых соответствуют этим прямым и точкам пересечений, проявляются несколькими свойствами механизмов и относятся к механизмам переменной структуры. На основе анализа из 9 диаграмм шарнирно-четырёхзвенного механизма получены 34 схемы механизмов с переменной структурой, из которых 4 не повторяющиеся схемы, ($a < b = d < c$, $a = b = d = c$, $b = d < c = a$, $a = c < b = d$), а 15 схем имеют зеркальные отражения друг друга. В итоге получены 19 схем механизмов переменной структуры.

С целью полного выявления всевозможных вариантов последовательного перехода шарнирно-четырёхзвенного механизма из одного вида в другие, необходимо исследовать зоны существования механизмов, каждый из которых можно представить в виде диаграмм.

Для построения диаграммы составлены следующие три варианта особых положений механизмов, где сумма длин двух звеньев равна сумме длин двух остальных.

$$\begin{aligned} a + d &= b + c \\ a + c &= b + d \\ a + b &= d + c \end{aligned} \quad (1)$$

Отсюда, выбрав переменными звенья c (длина шатуна) и a (длина основания) при постоянстве длин звеньев d (коромысла) и b (кривошипа) имеем:

$$\begin{aligned} c &= a + d - b \\ c &= b + d - a \\ c &= a + b - d \end{aligned} \quad (2)$$

Для построения диаграммы cb , выберем переменными звенья c (длина шатуна) и b (длина кривошипа) при постоянстве длин звеньев d (коромысла) и a (основания) и имеем уравнения, аналогичные уравнениям прямых (2).

А также для построения диаграммы db выберем переменными звенья d (длина коромысла) и b (длина кривошипа) при постоянстве длин звеньев c (шатуна) и a (основания), имеем:

$$\begin{aligned} d &= c + a - b \\ d &= a + b - c \\ d &= b + c - a \end{aligned} \quad (3)$$

Особого внимания заслуживает прямая $c = a + d - b$ (в диаграмме отрезок KE), которая является переходной между двумя видами механизмов. Механизмы, параметры которых соответствуют этой прямой имеют возможность использования их в качестве ударных механизмов.

В прямой $c = a + d - b$ механизмы имеют следующие соотношения длин звеньев

в отрезке DE $b < d < a < c, \quad c = a + d - b;$

в точке U $b < d = a < c, \quad c = a + d - b;$

в отрезке KU $b < a < d < c, \quad c = a + d - b.$

Как известно, вышеуказанные схемы механизмов относятся к механизмам переменной структуры дифференциального типа, а механизмы с суммирующей схемой соответствуют прямой $c = a - d + b$ и имеют следующие соотношения длин звеньев

в отрезке RD $b < d < c < a, \quad c = a - d + b;$

в точке R $b < d = c < a, \quad c = a - d + b;$

в отрезке HR $b < c < d < a, \quad c = a - d + b.$

Аналогичным образом можно получить и другие схемы механизмов переменной структуры. По той же методике, как было указано выше можно построить диаграммы шарнирно-четырёхзвенного механизма в координатных системах cb и db .

В результате анализа диаграмм определены схемы механизмов с особыми положениями, удовлетворяющие следующим соотношениям длин звеньев

1 $a=b=d=c,$

2 $a < b = d < c;$

3 $b = d < c = a;$

4 $a = c < b = d;$

5 $b < c = a < d, \quad a = b + d - c;$

6 $b < c < a < d, \quad a = b + d - c;$

7 $b < a < c < d, \quad a = b + d - c;$

8 $b = c < a = d;$

9 $b < c < d < a, \quad a = d + c - b;$

10 $b < c = d < a, \quad a = d + c - b;$

11 $b < d < c < a, \quad a = d + c - b;$

12 $b = a < c = d;$

13 $a < c < b < d, \quad a = b + c - d;$

14 $a < c = b < d, \quad a = b + c - d;$

15 $a < b < c < d, \quad a = b + c - d;$

16 $a < b < d < c, \quad a = b + d - c;$

17 $b < a < d < c, \quad a = b + c - d;$

18 $b < a = d < c, \quad a = b + c - d;$

19 $b < d < a < c, \quad a = b + c - d.$

Во второй главе рассмотрены вопросы кинематического анализа шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма с соотношением длин звеньев $b < d < c$ и основанием a -var.

В работе графоаналитическим методом разработаны уравнения для расчета скоростей и ускорений механизма. Выведенные формулы справедливы для механизмов с наибольшим шатуном и с наибольшим основанием. Для пояснения этой методики рассмотрим план положения ударного механизма (рис 2)

На основе плана положений ударного механизма строим план

скоростей и ускорений (рис.3.а, б) в произвольном масштабе. Эти построения являются расчетными схемами для вывода требуемых зависимостей в аналитической форме.

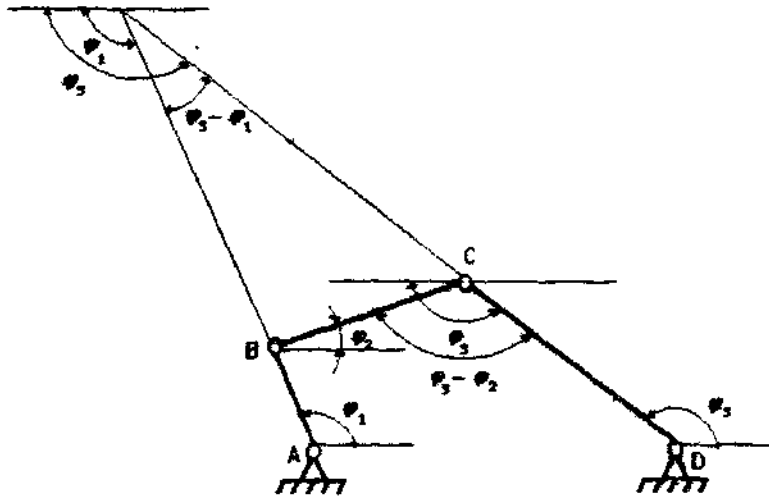


Рис. 2. Расчетная схема механизма.

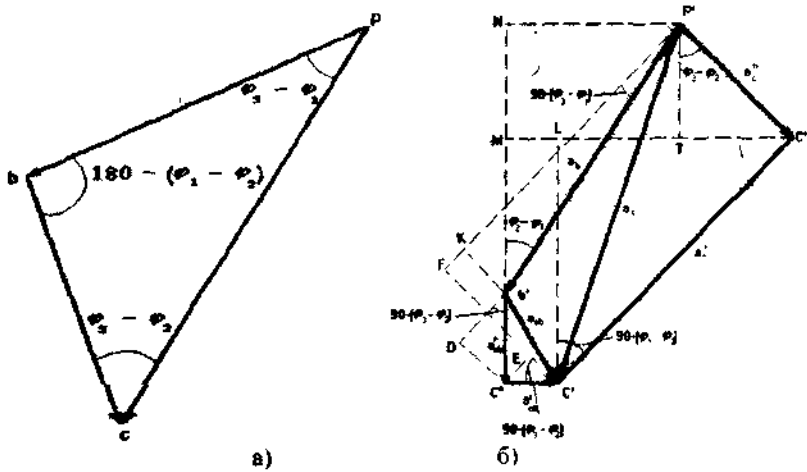


Рис. 3. План скоростей (а) и ускорений (б) механизма

По разработанной методике найдены скорости и ускорения звеньев с и d для схем

$$\begin{array}{ll} b < a < d < c, & a = b + c - d; \\ b < a = d < c, & a = b + c - d; \\ b < d < a < c, & a = b + c - d. \end{array}$$

$$\vartheta_{cb} = \frac{\vartheta_b \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)} \quad (5)$$

$$\vartheta_c = \vartheta_a \left(\cos(\varphi_1 - \varphi_3) + \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)} \right) \quad (6)$$

$$\bar{a}_{cb}^n = \frac{-\bar{a}_b \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - \bar{a}_{cb}^n \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + \bar{a}_c^n}{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)} \quad (7)$$

$$\bar{a}_c^r = \frac{\bar{a}_{cb}^n + \bar{a}_b \cos(\varphi_2 - \varphi_1)}{\sin(\varphi_3 - \varphi_2)} - \frac{\bar{a}_c^r}{\tan(\varphi_3 - \varphi_2)} \quad (8)$$

где U_a - скорость кривошипа,

U_c - скорость коромысла,

\bar{a}_{cb}^r - касательное ускорение шатуна,

\bar{a}_c^r - касательное ускорение коромысла.

φ_1 - угловая координата кривошипа

φ_2 - угловая координата шатуна

φ_3 - угловая координата коромысла

Разработанная методика по определению кинематических параметров для рассмотренной схемы может применяться для любой схемы шарнирно-четырёхзвенного механизма переменной структуры, только необходимо учитывать особенности механизма, характеристики режима работы

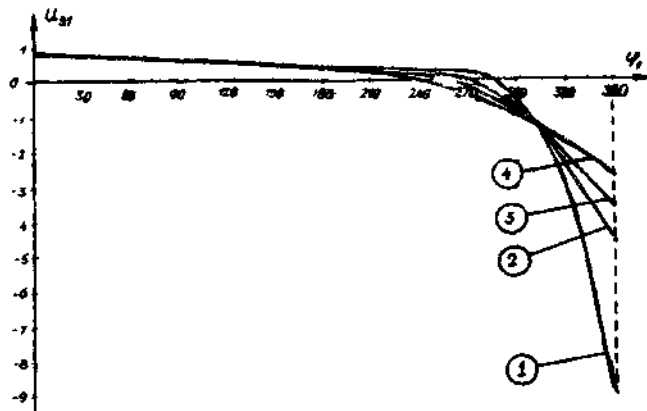
Максимальное передаточное отношение угловых скоростей коромысла и кривошипа U_{31} находим по формулам для механизма с соотношением

$$b < d < c \quad a = b + c - d,$$

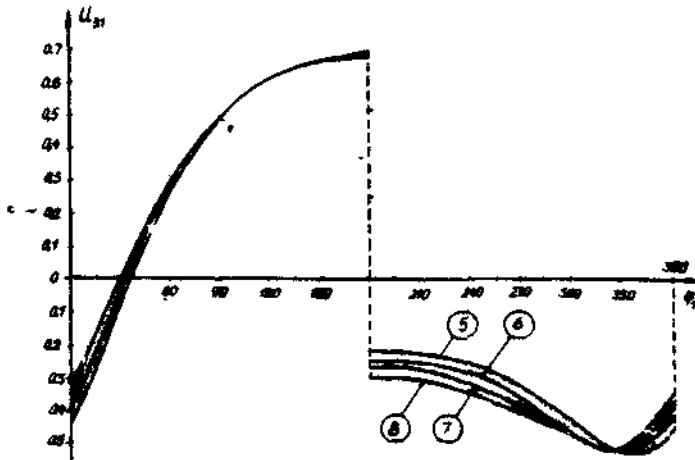
$$U_{31} = \frac{L_1}{L_2 - L_3} \left(1 + \sqrt{\frac{L_2 L_3}{L_1 L_3}} \right) \quad (9)$$

а для механизма с соотношением $b < d < c \quad a = c + d - b$

$$U_{31} = \frac{L_1}{L_2 + L_3} \left(1 + \sqrt{\frac{L_2 L_3}{L_1 L_3}} \right) \quad (10)$$



а)



б)

Рис. 4. Зависимость передаточного отношения U_{31} от угла φ_1 для механизма с соотношением длин звеньев $b < d < c$, $a = b + c - d$ (а) и $b < d < c$, $a = d + c - b$ (б)

Была составлена программа расчета кинематических параметров МПС на ЭВМ и результаты расчетов представлены в виде графиков (рис. 4 а, б).

Из проведенного анализа следует отметить, что увеличивая длину кривошипа с одновременным изменением длины шатуна для механизма с дифференциальной схемой можно достичь передаточного отношения U_{31}

стремящегося к бесконечности (рис. 4 а), а для ударных механизмов с суммирующей схемой оно стремится к единице (рис. 4 б).

В третьей главе проведен силовой расчет механизмов. В результате проведенных исследований получены формулы, позволяющие определять реакции в шарнирах и опорах механизма. На основе анализа построены графики зависимости силы F_{34} от угла φ_1 в механизмах с соотношением длин звеньев $b < d < c$, $a = b + c - d$ и $b < d < c$, $a = d + c - b$ (рис.5.)

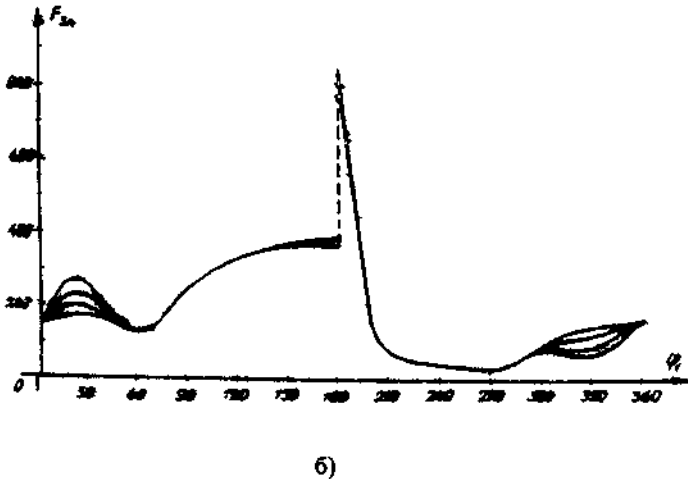
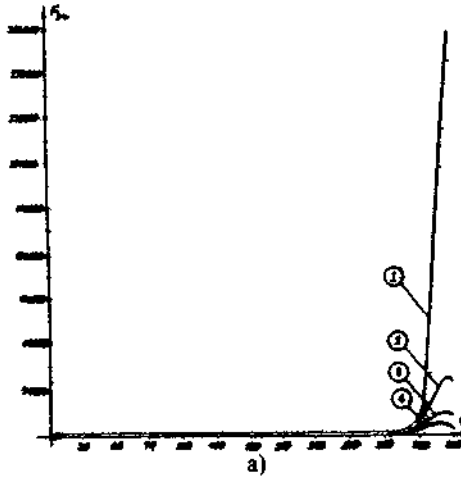


Рис.5. Зависимость силы F_{34} от угла φ_1 в механизмах с соотношением длин звеньев $b < d < c$, $a = b + c - d$ (а) и $b < d < c$, $a = d + c - b$ (б.)

Из анализа следует, что в момент удара наибольшее усилие воспринимает опора коромысла механизма. Для выбора и обоснования параметров ударных механизмов проведен анализ с использованием построения диаграмм шарнирно-четырёхзвенного механизма.

В известных работах проведен анализ передаточных отношений шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма с наибольшим шатуном. При анализе основными критериями оценки работоспособности ударных механизмов коэффициенты шатуна $a = \frac{l_2}{l_1}$ и коромысла $\mu = \frac{\lambda_1}{L_2 + L_1}$, где l_1 , L_1 , L_2 и L_3 - соответственно, длины кривошипа, шатуна и коромысла.

По результатам анализа, проведенного в нашей работе с учетом результатов предыдущих экспериментальных исследований, было установлено, что для ручных ударных инструментов наиболее оптимальными значениями коэффициента коромысла, характеризующего длину траектории совместного движения шатуна и коромысла в близких к «особому» положении является $\mu \in [0,5, 0,6]$, а для коэффициента шатуна $a \in [2,3]$

Проанализируем, в каких пределах могут колебаться коэффициенты $\lambda_2 = \frac{l_2}{l_1}$; $\lambda_1 = \frac{l_1}{L_1}$ и $\lambda_3 = \frac{l_3}{L_1}$, где L_1 - межопорное расстояние для шарнирно-четырёхзвенных ударных механизмов с оптимальными коэффициентами μ и a (рис. 6)

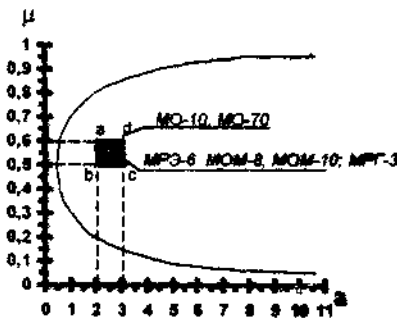


Рис.6. График зависимости μ от a .

В результате проведенного нами анализа были установлены следующие варианты сочетания предельных значений коэффициентов в ударных механизмах с наибольшим шатуном:

$\lambda_{2(\min)}=2$,	$\lambda_{3(\min)}=1,5$	(рис.7, а)
$\lambda_{2(\min)}=2$,	$\lambda_{4(\min)}=1,2$	(рис. 7, б)
$\lambda_{2(\max)}=3$,	$\lambda_{4(\max)}=2$	(рис.7, в)
$\lambda_{2(\max)}=3$,	$\lambda_{3(\max)}=2,4$	(рис.7. г)

Механизм, приведенный на рис.7, а соответствует точке **в** графической зависимости $\mu(a)$ (рис.6). Преобразуем данный механизм, перемещая опору коромысла влево при неподвижности других шарниров.

При этом происходит уменьшение коэффициента λ_4 и увеличение λ_1 . Этот процесс на графической зависимости $\mu(a)$ отражается перемещением от точки **в** к точке **а**. В самой точке **а** λ_4 приобретает минимальное значение, равное 1,2, а коэффициент $\lambda_3=1,8$. Этот механизм показан на рис.7,б. В точке **с** графической зависимости $\mu(a)$ имеем механизм, приведенный на рис.7, в, а в точке **д** механизм приведенный на рис.7,г. Таким образом, все четыре механизма, показанные на рис.7 являются вершинами прямоугольника **abcd** (рис.6) В графической зависимости $\mu(a)$ отмечены точки, соответствующие параметрам ударных инструментов МО-10, МО-70, МРЭ-6, МОМ-8, МРГ-3, МОМ-10 (рис.6), разработанных в Инженерной Академии Кыргызской Республики.

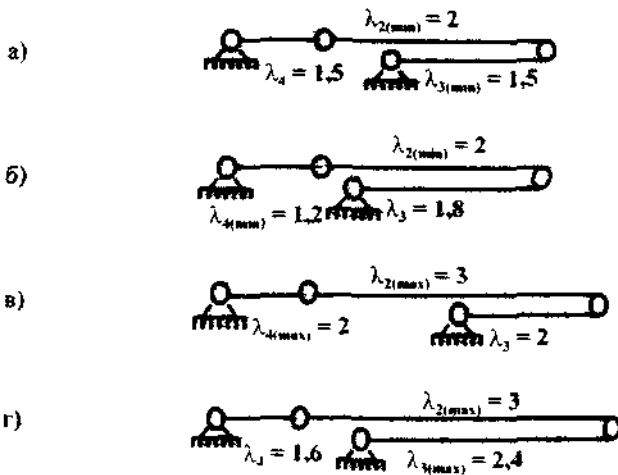


Рис.7.

Разработанные в диссертации диаграммы **са**, **сб** и **дб** особенно из них **сб** имеет важное практическое значение. Полученные варианты сочетаний предельных значений коэффициентов в ударных машинах с наибольшим шатуном основаны на диаграммах и могут быть применены при конструировании и создании ударных машин.

Основные результаты и выводы

Основные результаты работы заключаются в следующем:

1. Разработана методика построения диаграмм шарнирно-четырёхзвенного механизма в координатах ca , cb и cb' .

2. На основе анализа построенных диаграмм установлено, что в диаграммах механизмов прямые и их пересечения (кроме граничных) являются особыми, т.е. механизмы, параметры которых соответствуют этим прямым и точкам пересечений, проявляются несколькими свойствами механизмов.

3. Используя диаграммы ca , cb и cb' определены возможные схемы шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры и из них отобраны неповторяющиеся схемы механизмов.

4. На основе анализа диаграмм получены 34 схемы механизмов с переменной структурой из которых 4 не повторяющиеся схемы, а 15 схем имеют зеркальные отражения друг друга, т.е. в итоге получены 19 схем механизмов.

5. Разработана методика для аналитического метода определения кинематических передаточных функций шарнирно-четырёхзвенного механизма с соотношениями длин звеньев $b < d < c$, $a = b + c - d$ и $b < d < c$, $a = d + c - b$.

6. Установлено, что значения кинематических передаточных функций достигают максимальных значений при приближении к особому положению механизмов.

7. По предложенной методике получены уравнения для определения реакций возникающих в кинематических парах звеньев шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма с соотношениями длин звеньев $b < d < c$, $a = b + c - d$ и $b < d < c$, $a = d + c - b$.

8. Установлено, что максимальные значения силы реакций, возникающие в шарнирах звеньев достигают в особых положениях механизма.

9. Выявлено, что в момент удара в механизмах с соотношением длин звеньев $b < d < c$, $a = var$ наибольшее усилие воспринимает опора коромысла.

10. Определены оптимальные параметры для шарнирно-четырёхзвенных ударных механизмов с наибольшим шатуном на основе диаграмм.

Основные положения диссертационной работы опубликованы в следующих работах:

1. Акаева М.Д., Абдраимов С., Аканов Д.К. Шарнирно-четырёхзвенные механизмы переменной структуры с соотношением длин звеньев $b = d$, $b < d$, $b > d$ (const) $c, a = var$. Наука и новые технологии. №1 - Бишкек, 1998, с.75-79.

2. Аканов Д.К. Ударные механизмы с соотношением длин звеньев $b < d < c$. $d, a - \text{const}$, $b, c - \text{var}$. /Материалы международной конференции «Механизмы переменной структуры и виброударные машины». - Бишкек, 4-5 октября, 1999, с. 78 - 84.
3. Акаева М.Д., Абдраимов С., Аканов Д.К., Зиялиев К.Ж. Шарнирно-четырёхзвенные механизмы переменной структуры с соотношением длин звеньев $a=d$, $a < d$, $a > d$ (const) $c, b - \text{var}$. /Материалы международной конференции «Механизмы переменной структуры и виброударные машины». - Бишкек, 4-5 октября, 1999, с.22-27.
4. Акаева М.Д., Зиялиев К.Ж., Аканов Д.К. Шарнирно-четырёхзвенные механизмы переменной структуры с соотношением длин звеньев $b < c < d$ ($a - \text{var}$). Вестник Иссык-Кульского университета №1. - Каракол, 1999, с. 34-38
5. Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Аканов Д.К. Кинематический анализ шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма с соотношением длин звеньев $b < c < d$ и основанием $a=d+b-c$. Вестник Иссык-Кульского университета №1. - Каракол, 1999, с. 30- 34.
6. Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Аканов Д.К. Определение степени влияния соотношений длин звеньев ударных механизмов на передаточные отношения. /Материалы международной научной конференции «Технологии и перспективы современного инженерного образования науки и производства.», посвященной 45-летию организации Фрунзенского политехнического института – Кыргызского технического университета им. И. Разакова, - Бишкек, 7-8 октября, 1999, с. 24-28
7. Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Аканов Д.К. Кинематический анализ особых положений шарнирно-четырёхзвенных ударных механизмов. /Материалы международной конференции «Механизмы переменной структуры и виброударные машины». - Бишкек, 4-5 октября, 1999, с.68-73.
8. Зиялиев К.Ж., Аканов Д.К. Исследование шарнирно-четырёхзвенного механизма. /Тезисы докладов международной научно-теоретической конференции. «Проблемы и перспективы интеграции образования». - Бишкек, 1999, с. 0

Аканов Дөөлөтбек Кусейинович

Т ү ш ү н д ү р м ө

Диссертацияда шарнирдик – төрт тогоолуу өзгөрүмөлүү структурадагы механизмдердин кинематикалык анализинин маселелери каралган.

Бул эмгекте жогоруда аталган механизмдер үчүн атайын диаграммалар түзүлүп, толугу менен анализденген. Жүргүзүлгөн анализдердин натыйжасында шарнирдик – төрт тогоолуу өзгөрүмөлүү структурадагы механизмдердин мүмкүн болгон схемалары аныкталган. Графоаналитикалык ыкма менен механизмдердин кинематикалык параметрлерин аналитикалык ыкмада эсептөөгө мүмкүн болгон формулалар иштелип чыккан.

Түзүлгөн диаграммалардын жардамы аркылуу шарнирдик – төрт тогоолуу өзгөрүмөлүү структурадагы механизмдердин ыңгайлуу болгон параметрлери негизделип, сунуш кылынган.

Аканов Дөөлөтбек Кусейинович

АННОТАЦИЯ

В диссертации рассмотрены вопросы кинематического анализа шарнирно-четырёхзвенного механизма переменной структуры.

В работе для вышеуказанных механизмов построены диаграммы и проведены анализы. В результате анализа были определены возможные схемы шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры.

Графоаналитическим методом выведены формулы для вычисления кинематических параметров в аналитической форме.

Используя диаграммы определены и рекомендованы оптимальные параметры механизмов.

Akanov Dolettbek Kuseimovich

ABSTRACT

Subjects of structural analysis and kinematic analysis of hinge – and four link mechanism are treated in given dissertation.

In this work the diagrams of hinge – and four link mechanism were worked out and analyses. As result, all possible schemes of structural mechanisms are proud. The worked out formula of graphoanalytical method for determination of kinematic parameters, allows to make calculation in analytical form. With the help of formed diagrams, the convenient parameters of changing structure of four link mechanism are suggested.