

**СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫХ МЕХАНИЗМОВ
ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ С НАИБОЛЬШИМ
ОСНОВАНИЕМ ДЛЯ УДАРНЫХ МАШИН**

Бакиров Б.Б., Аракеев М.У., Касымалиев Б.М.

Инженерная академия КР, Бишкек, Кыргызстан, eakr.info@gmail.com

Аннотация: Рассмотрен синтез кривошипно-коромысловых механизмов переменной структуры с наибольшим основанием для ударных машин.

Ключевые слова: звено механизма на прочность, кривошипно-коромысловые ударные механизмы переменной структуры, проектирование.

**SYNTHESIS OF CRANK AND ROCKER MECHANISMS
VARIABLE STRUCTURE WITH THE LARGEST
BASE FOR PERCUSSION MACHINES**

Bakirov B.B., Arakeev M.U., Kasymaliev B.M.

Engineering Academy of the Kyrgyz Republic, Bishkek, Kyrgyzstan

Annotation: The synthesis of crank-rocker mechanisms of variable structure is considered with the greatest foundation for percussion machines.

Key words: link of the mechanism for strength, crank-rocker shock mechanisms of variable structure, design.

Как известно, что при проектировании нового механизма необходимо в первую очередь выбрать схему механизма. Схема выбирается в соответствии с заданными условиями и чаще всего по аналогии с существующими механизмами. После выбора схемы механизма необходимо установить основные размеры механизма, наиболее удовлетворяющее поставленным условиям. После этого можно приступить к конструктивному оформлению механизма к его кинематическому и силовому исследованию, наконец к расчету звеньев механизма на прочность [1]. Из сказанного следует что, одно из важнейших задач проектирование механизма является задача по определению основных размеров механизма т. е. синтез механизма. Для ударных машин, прежде чем разработать эскизного проекта необходимо в первую очередь выбирать рациональных длин звеньев механизма и их соотношений, обеспечивающих заданный закон движение ударной массы и минимальные нагрузки в опорных устройствах.

Учитывая изложенное выше, для достижения поставленной цели в работе решаются следующие задачи:

- Выбор схемы механизма
- Обоснование и выбор рациональных длин звеньев механизма.

Применение кривошипно-коромысловых механизмов в качестве ударных возможно только при наличии особых положений звеньев механизма, когда все звенья располагаются на одной прямой (рис 1).

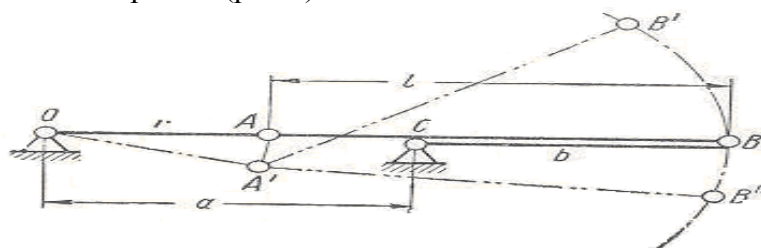


Рис.1. Особое положение шарнирно-четырёхзвенного механизма

Для получения особых положений шарнирно-рычажных четырехзвенных механизмов длины их звеньев должны удовлетворять одному из следующих условий

$$\text{а) } \ell_0 - \ell_1 = \ell_2 - \ell_3 \quad (1.1)$$

$$\text{б) } \ell_0 - \ell_1 = \ell_3 - \ell_2 \quad (1.2)$$

$$\text{в) } \ell_0 + \ell_1 = \ell_2 + \ell_3 \quad (1.3)$$

Где ℓ_1, ℓ_2, ℓ_3 - соответственно длины кривошипа, шатуна и коромысла;
 ℓ_0 - длина основания.

Этим условиям соответствует три схемы механизма. В первой из них удовлетворяющей условию (1.1), из всех звеньев наибольшую длину имеет шатун. Условие (1.2) наибольшей длиной обладает коромысло, а в третьей (1.3)-стойка или основание.

Известно, что кривошипно-коромысловые ударные механизмы переменной структуры с наибольшим основанием должны удовлетворят условию:

$$\ell_1 < \ell_2 < \ell_3 < \ell_0 \quad (1.4)$$

Кроме этого начальные механизмы переменной структуры с наибольшим основанием имеют нижеследующие разновидности:

$$\text{а) } \ell_1 < \ell_2 < \ell_3 < \ell_0 \quad (1.5)$$

$$\text{б) } \ell_1 < \ell_2 = \ell_3 < \ell_0 \quad (1.6)$$

$$\text{в) } \ell_1 < \ell_2 > \ell_3 < \ell_0 \quad (1.7)$$

В предшествующих работах [2,3] посвященных к кинематическому исследованию схем ударных механизмов переменной структуры с наибольшим основанием выявлены и выбраны рациональные схемы для дальнейшей реализации при проектировании и создании ударных машин на их основе. Графики функций $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1)$ для вышеуказанных кривошипно-коромысловых механизмов переменной структуры с наибольшим основанием с различными соотношениями размеров звеньев представлены на рис. 2.

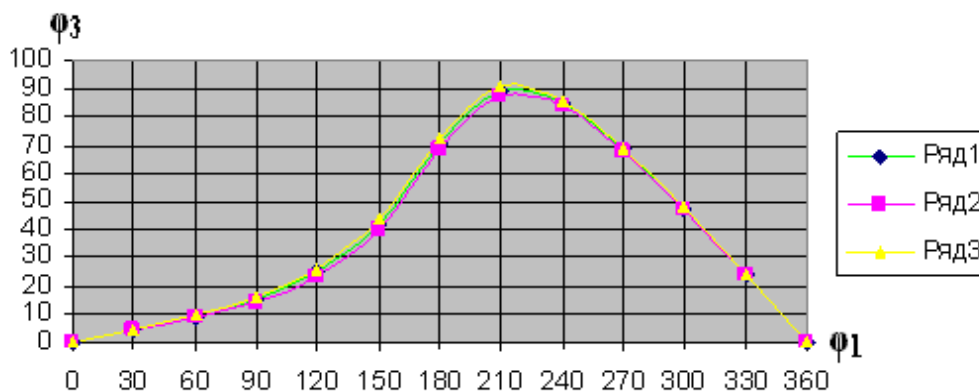


Рис.2. График функций положения

Из рис.2 следует заметить, что угол качания коромысла для каждой схемы имеют различные значения. Т.к. увеличение угла качания коромысла при неизменном движущем моменте приводит к увеличению времени холостого хода звена, понижению частоты ударов и соответственно ударной мощности. Кроме этого, угол отклонения коромысла влияет на габаритные размеры ударной машины, так как приходится учитывать размах коромысла при проектировании редуктора и корпуса механизма. Далее, с учетом этих соображений при выборе необходимо стремиться к уменьшению угла качания коромысла.

Следовательно, по этому параметру вариант схемы (а) в формуле (1.5) с соотношениями длин звеньев более приемлемы для дальнейшего проектирование.

Наряду с этим данным выбранный вариант схемы имеют множество схем, с различными соотношениями длин звеньев и выходными характеристиками.

Путем графоаналитического исследования схемы данного варианта выявлены лучшие схемы механизма с определенными соотношениями длин звеньев, отвечающими к предъявленным им требованиям. Кинематическая схема искомого механизма показана на рис. 3.

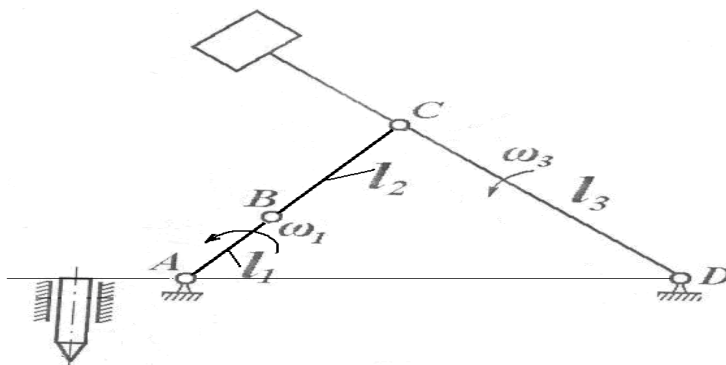


Рис.3. Кинематическая схема ударного механизма с наибольшим основанием

Где соотношение длин звеньев в относительных единицах составляет: 1:1,463:3,04:3,5.

Из рисунка видно, что угол качания коромысла соответствует 45° при $\varphi_1=129^\circ$, а передаточное число $U_{31}=0,50$. Может оказаться, что рассматриваемая схема с точки зрения увеличения энергии удара и ударной мощности не приемлемым.

Так как, энергия удара пропорциональна квадрату передаточного отношения U_{31} в момент удара.

$$A = \frac{I_3 \omega_3^2}{2} = I_3 \omega_1^2 u_{31}^2 \quad (1.8)$$

Где J_3 -момент инерции коромысла; ω_3 - угловая скорость коромысла перед ударом; U_{31} -передаточное отношение перед ударом.

Но в то же время нормальная составляющая силы инерции также пропорционально значению U_{31}^2 . Следовательно, кроме увеличения реакции в опоре коромысла в момент удара будет больше, а усилие в кинематических парах увеличивается в зависимости от величины угла качания коромысла. Как известно, что в ударных механизмах с наибольшим основанием передаточное число при ударе не превышает больше единицы. Как оказывает расчеты при больших углах качания коромысла, значение передаточных чисел близко к единице, напр., при угле качания больше 90° , $U_{31}=0,80$, а при 45° равна $U_{31}=0,50$. С уменьшением угла качания коромысла от 45° и уменьшается значение U_{31} . Таким образом полученная нами вариант схемы с выбранными соотношениями длин звеньев хотя и обладает меньшим передаточным отношением U_{31} , но у него функция $U_{31}(\varphi_1)$ изменяется в меньших пределах, что способствует снижению динамических нагрузок на звене механизма. В дальнейшем по известному соотношению длин звеньев 1:1,463:3,04:3,5 механизма можно найти момент инерции ударного звена и характеристики ударного механизма, удовлетворяющие заданным условиям и ограничениям.

Использованная литература

1. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. – М., 1967. – С.119-123
2. Бакиров Б.Б. Аликеев С. Кинематический анализ схем ударных механизмов переменной структуры с наибольшим основанием. – Б.: ИЦ «Техник», 2009. – С.162-165.
3. Бакиров Б. Выбор рациональных схем параметров кривошипно-коромысловых механизмов переменной структуры для ударных машин с наиб. длиной основания // Пробл. автоматиз., управл. экон. и подгот. кадров для соврем. производств. – С-П., 2008. – С.78-81.