

МЕХАНИКА

МЕХАНИКА

MECHANICS

УДК 621.01

ИЙРИ МУУНАК-ТЕРМЕЛГИЧТҮҮ УРМА МЕХАНИЗМДЕРДИН РАЦИОНАЛДУУ ӨЛЧӨМ МҮНӨЗДӨГҮЧТӨРҮН ТАНДО

К ВЫБОРУ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫХ УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

TO THE CHOICE OF RATIONAL PARAMETERS OF THE CRANK-ROCKERPERCUSSION MECHANISMS

В. Э. Еремянц, Э. С. Абдраимов

V. E. Eremyants, E. S. Abdraimov

Негизи жана тээги чоң болгон эки түрдөгү ийри муунак-термелгичтүү урма механизмдер каралып, алардын өткөрүү катышы келтирилип, ошолордун негизинде уруучу тогоонун ылдамдыгын калыбына келтирүү коэффициентти аныкталган. Тээги чоң болгон ийри муунак-термелгичтүү урма механизмдердин динамикасын изилдөө боюнча мурдакы жумуштардын жыйынтыктары келтирилген жана тоо тектердин жана курулуш материалдарын талкалоодо ургулоочу тогоолордун соккудан кийинки ылдамдыгын физикалык калыбына келтирүү коэффициенттерин эксперименталдык аныктоого арналган жумуштар, ошондой эле жумушчу аспаптын жартак менен иштешкенде анын бетин ар кандай жабышкан нерселерден жана калдыктардан тазалоодогу өз ара аракеттенүүсү келтирилген. Механизмдин өлчөмдөрүнө болгон чектөөлөрдөн улам ар кандай түрдөгү механизмдердин өлчөм мүнөздөгүчтөрүн тандоо алгоритми сунушталат. Мисалы катары механизмдердин өлчөмдөрүнө болгон чектөөлөрдү канаатандыруучу талаптарды эске алуу менен ар түрдүү механизмдердин тогоолорунун өлчөмдөрүнүн жадыбалы келтирилген.

Рассматриваются кривошипно-коромысловые ударные механизмы двух типов с наибольшим шатуном и наибольшим основанием, приводят-

ся их передаточные функции, на основе которых определяется кинематический коэффициент восстановления скорости ударного звена. Приводятся результаты предшествующих работ по исследованию динамики кривошипно-коромысловых ударных механизмов с наибольшим шатуном и работ, посвященных экспериментальному определению физических коэффициентов восстановления скорости ударного звена после удара при разрушении строительных материалов и горных пород, а также при взаимодействии рабочего инструмента с пластинами при очистке их поверхностей от различных отложений. Предлагается алгоритм выбора параметров механизмов различных типов, исходя из ограничений на габаритные размеры механизма. В качестве примера приводятся таблицы с размерами звеньев механизмов различных видов, удовлетворяющими требованиям ограничения габаритных размеров механизмов.

The crank-rocker impact mechanisms of two types with the largest connecting rod and the largest base are considered, their transfer functions are given, on the basis of which the kinematic coefficient of recovery of the speed of the impact link is determined. The results of previous works on the study of the dynamics of crank-rocker impact mechanisms with the largest connecting rod and works devoted to the experimental determination of the physical coefficients of recovery of the speed of the impact link after the impact during the destruction of building materials and rocks, as well as the interaction of the working tool with the plates when cleaning their surfaces from various deposits. An algorithm is proposed for selecting the parameters of mechanisms of various types, based on restrictions on the overall dimensions of the mechanism. As an example, tables are given with the dimensions of links of mechanisms of various types that meet the requirements for limiting the overall dimensions of mechanisms.

Түйүн сөздөр: ийри муунак-термелгичтүү урма механизм, ургулоочу тогоонун кинематикалык жана физикалык шилтемесинин ылдамдыгы калыбына келтирүү коэффициенттер, тыш өлчөмдөр боюнча чектөөлөр, жартак, рационалдуу өлчөм мүнөздөгүчтөрдү тандоо.

Ключевые слова: кривошипно-коромысловый ударный механизм, кинематический и физический коэффициенты восстановления скорости ударного звена, ограничения на габаритные размеры, пластина, выбор рациональных параметров.

Keywords: crank-rocker impact mechanism, kinematic and physical coefficients of impact link speed recovery, restrictions on overall dimensions, choice of rational parameters.

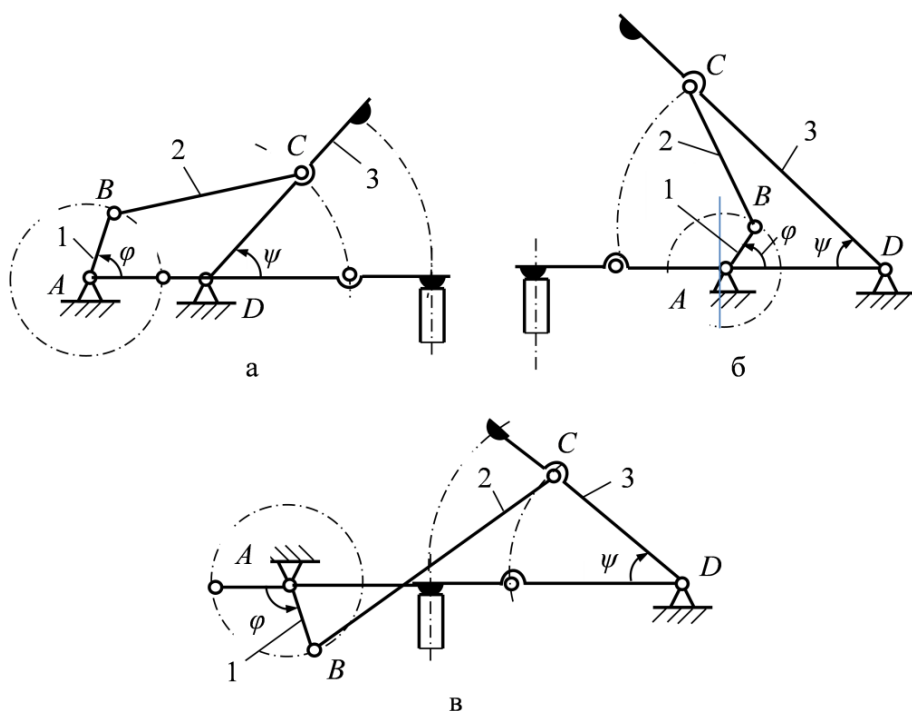
Известно [1], что кривошипно-коромысловые ударные механизмы в зависимости от соотношения длин их звеньев делятся на

три вида: механизмы с наибольшим шатуном (рис. 1, а), с наибольшим коромыслом (рис. 1, б) и наибольшим основанием (рис. 1, в).

Соотношения длин звеньев в этих механизмах удовлетворяют следующим условиям:

$$а) \lambda_0 - 1 = \lambda_2 - \lambda_3; \quad б) \lambda_0 - 1 = \lambda_3 - \lambda_2; \quad в) \lambda_0 + 1 = \lambda_2 + \lambda_3; \quad (1)$$

где $\lambda_0 = l_0/l_1$, $\lambda_2 = l_2/l_1$, $\lambda_3 = l_3/l_1$; l_1, l_2, l_3 – длины соответственно кривошипа, шатуна и коромысла; l_1 – длина кривошипа.



1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – коромысло, AD – основание.

Рисунок 1 – Схемы кривошипно-коромысловых механизмов с особыми положениями звеньев: а – с наибольшим шатуном; б – с наибольшим коромыслом; в – с наибольшим основанием [2]

Передаточные функции первого порядка этих механизмов следующие [2]:

- для схем с наибольшим шатуном и наибольшим коромыслом (рис. 1, а, б)

$$u_{31}(\varphi) = \frac{1}{d_1} \left[1 - \lambda_0 + 2\lambda_0 \sin^2(\varphi/2) + \frac{[2\lambda_0 \sin^2(\varphi/2) + \lambda_2(\lambda_0 - 1)] \cos(\varphi/2)}{\sqrt{(\lambda_2 \lambda_3 / \lambda_0) - \sin^2(\varphi/2)}} \right]. \quad (2)$$

– для схемы с наибольшим основанием (рис. 1, в)

$$u_{31}(\varphi) = \frac{1}{d_2} \left[1 + \lambda_0 - 2\lambda_0 \sin^2(\varphi/2) + \frac{[2\lambda_0 \sin^2(\varphi/2) - \lambda_2(\lambda_0 + 1)] \cos(\varphi/2)}{\sqrt{(\lambda_2 \lambda_3 / \lambda_0) - \sin^2(\varphi/2)}} \right], \quad (3)$$

где $d_1 = 1 + \lambda_0^2 - 2\lambda_0 \cos \varphi$; $d_2 = 1 + \lambda_0^2 + 2\lambda_0 \cos \varphi$.

В этих механизмах при отсутствии ограничителя хода коромысла полный цикл работы механизма происходит при повороте кривошипа на угол, равный 4π (рис.1, а). При наличии ограничителя хода в виде инструмента ударного механизма угол поворота кривошипа за один цикл работы механизма равен 2π (рис.1, б). В конце этого цикла происходит удар коромыслом по инструменту.

В этом случае при переходе от одного цикла работы к другому передаточная функция механизма u_{31} имеет разрыв первого рода. В результате этого на кривошип механизма действует импульсная нагрузка, приводящая к возникновению его колебаний и появлению в деталях механизма нежелательных динамических напряжений.

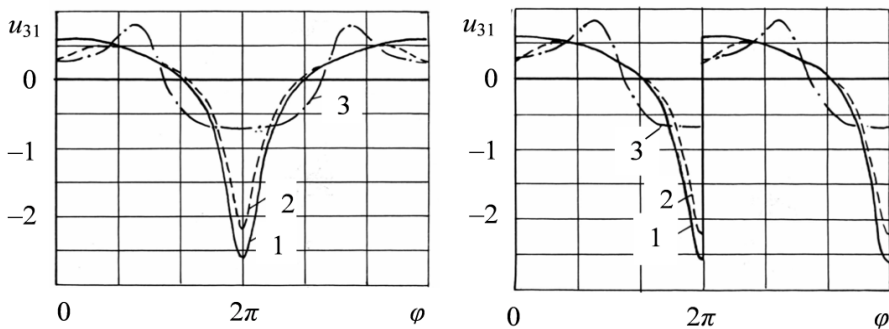


Рисунок 2 – Графики передаточных функций первого порядка кривошипно-коромысловых ударных механизмов

$$\begin{aligned} 1 - \lambda_2 = 4; \lambda_3 = 3; \lambda_0 = 2; 2 - \lambda_2 = 3; \lambda_3 = 4; \lambda_0 = 2; \\ 3 - \lambda_2 = 3; \lambda_3 = 2; \lambda_0 = 4 \text{ [15]} \end{aligned}$$

Если за начальное принять положение звеньев, при котором происходит удар, то для схем с наибольшим шатуном и коромыслом (рис. 1, а, б) можно записать:

$$u_{31}(0) = \frac{1}{1 - \lambda_0} \left[1 - \sqrt{\frac{\lambda_2 \lambda_0}{\lambda_3}} \right]; \quad u_{31}(2\pi) = -\frac{1}{1 - \lambda_0} \left[1 + \sqrt{\frac{\lambda_2 \lambda_0}{\lambda_3}} \right]. \quad (4)$$

Отношение передаточной функции механизма после удара к её предударному значению Ю.А. Фокин в работах [3, 4] назвал кинематическим коэффициентом восстановления. Обозначим его буквой R_k :

$$R_k = \frac{u_{31}(0)}{u_{31}(2\pi)} = -\frac{1 - \sqrt{\lambda_2 \lambda_0 / \lambda_3}}{1 + \sqrt{\lambda_2 \lambda_0 / \lambda_3}}. \quad (5)$$

Для механизма с наибольшим основанием:

$$u_{31}(0) = \frac{1}{1 + \lambda_0} \left[1 - \sqrt{\frac{\lambda_2 \lambda_0}{\lambda_3}} \right]; \quad u_{31}(2\pi) = -\frac{1}{1 + \lambda_0} \left[1 + \sqrt{\frac{\lambda_2 \lambda_0}{\lambda_3}} \right]. \quad (6)$$

При этом, как и в предыдущем случае, кинематический коэффициент восстановления скорости описывается формулой (5).

Исследования динамики кривошипно-коромыслового механизма, проведенные в работах [5, 6], показали, что динамические нагрузки на кривошип и неравномерность его хода наименьшие, когда кинематический R_k и физический R коэффициенты восстановления равны. Отсюда следует, что для выбора рациональных параметров кривошипно-коромысловых ударных механизмов должно выполняться равенство $R_k = R$:

$$-\frac{1 - \sqrt{\lambda_2 \lambda_0 / \lambda_3}}{1 + \sqrt{\lambda_2 \lambda_0 / \lambda_3}} = R. \quad (7)$$

Из этого равенства следует:

$$\lambda_2 \lambda_0 = \lambda_3 \gamma^2, \gamma = \left(\frac{1 + R}{1 - R} \right). \quad (8)$$

Проводя аналогичные процедуры, можно показать, что для схем кривошипно-коромысловых ударных механизмов с наибольшим шатуном и наибольшим основанием формулы (7) одинаковые. Для использования этих формул при выборе рациональных параметров ударного механизма необходимо знать физический коэффициент восстановления скорости бояка ударного механизма для различных случаев использования ударного механизма.

В связи с этим в Институте машиноведения НАН КР были проведены специальные экспериментальные исследования. Они показали [7], что при разрушении горных пород и строительных материалов ручными ударными механизмами в зависимости от крепости обрабатываемого материала коэффициент восстановления скорости бояка лежит в пределах от 0,05... 0,3. При виброударной очистке поверхностей пластин и золошлакопроводов [8] коэффициент восстановления изменяется в пределах 0,2...0,4.

Дальнейшее исследование динамики кривошипно-коромысловых ударных механизмов, проведенное в работах [9, 10], подтвердило правомерность формул (7), (8).

На их основе предлагается следующая методика выбора рациональных параметров кривошипно-коромысловых ударных механизмов, учитывающая ограничения на их габаритные размеры.

На рисунке 1 видно, что габариты механизма определяются в основном длиной наибольшего звена. Допустим, что для механизма с наибольшим шатуном габариты определяются длиной шатуна. Тогда, принимая в выражении (8) значение длины шатуна λ_2 и используя соотношение (рис.1, а), запишем два уравнения с двумя неизвестными λ_3 и λ_0 :

$$\frac{\lambda_3}{\lambda_0} = \frac{\lambda_2}{\gamma^2}; \quad \lambda_3 = \lambda_2 + 1 - \lambda_0. \quad (9)$$

Из этих уравнений при известных значениях λ_2 и γ^2 находим неизвестные длины звеньев λ_0 и λ_3 .

$$\lambda_0 = \frac{(\lambda_2 + 1)\gamma^2}{\gamma^2 + \lambda_2}; \quad \lambda_3 = \lambda_0 \frac{\lambda_2}{\gamma^2}. \quad (10)$$

Для механизма с наибольшим основанием задаемся длиной основания λ_0 и из соотношений (1, в), (8) находим длины λ_2, λ_3 :

$$\lambda_2 = \frac{(1 + \lambda_0)\gamma^2}{\gamma^2 + \lambda_0}; \quad \lambda_3 = \frac{\lambda_0 \lambda_2}{\gamma^2}. \quad (11)$$

Например, из результатов экспериментов [7] следует, что при виброударной очистке пластин физический коэффициент восстановления R лежит в пределах от 0,3 до 0,4. Допустим $R = 0,3$, тогда $\gamma^2 = 3,449$.

Результаты дальнейших вычислений по формулам (10), (11) для механизмов с наибольшим шатуном и наибольшим основанием при различных размерах шатуна и основания приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1 – Результаты расчета относительных длин звеньев механизма с наибольшим шатуном при различных значениях длины шатуна λ_0 при значении кинематического восстановления скорости коромысла $R_k = 0,3$

λ_2	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0
λ_3	0,313	0,450	0,599	0,758	0,926	1,100	1,472	1,846
λ_0	1,437	1,551	1,652	1,742	1,824	1,900	2,028	2,154
$u_{31}(2\pi)$	6,532	5,190	4,385	3,850	3,466	3,176	2,778	2,488

Таблица 2 – Результаты расчета относительных длин звеньев механизма с наибольшим основанием при различных значениях длины основания λ_2 при значении кинематического восстановления скорости коромысла $R_k = 0,3$

λ_0	1,75	2,0	2,25	2,50	2,75	3,0	3,25	3,5
λ_2	1,824	1,899	1,967	2,029	2,086	2,147	2,188	2,234
λ_3	0,925	1,101	1,283	1,471	1,664	1,868	2,062	2,267
$u_{31}(2\pi)$	1,039	0,952	0,879	0,816	0,762	0,714	0,672	0,635

Из данных этих таблиц следует, что при одинаковой скорости вращения кривошипа скорость удара коромыслом по инструменту $u_{31}(2\pi)$ в схеме с наибольшей длиной основания в несколько раз меньше, чем в схеме с наибольшей длиной шатуна.

Поскольку скорость соударения коромысла с инструментом ограничена прочностью этих деталей и не превышает 10 м/с, то можно сделать заключение, что частота ударов в механизме с наибольшим основанием при примерно одинаковых габаритных размерах и энергии удара может быть в 4–5 раз больше, чем в механизме с наибольшим шатуном.

Отсюда следует, что при очистке внутренних поверхностей золошлакопроводов кривошипно-коромысловыми ударными механизмами с наибольшим основанием скорость передвижения механизма по трубе, а следовательно, и производительность очистки, может быть в 4–5 раза выше, чем при использованном ранее механизме с наибольшим кривошипом.

Отметим, что к такому же выводу пришли и авторы работы [11], хотя при выборе параметров механизма они пользовались другими критериями.

Литература

1. Абдраимов С., Джуматаев М. С. Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры. – Бишкек: Илим, 1993. – 178 с.
2. Еремьянц В. Э. К определению передаточных функций кривошипно-коромысловых ударных механизмов. // Сб. научн. трудов Института машиноведения НАН КР. Вып.2. – Бишкек: Илим, 2000. – С. 79–84.
3. Фокин Ю. А. Поверхности передаточных отношений и коэффициенты кинематического восстановления скорости // В сб. Механизмы переменной структуры и виброударные машины. // Издательский дом «Кыргызстан». «Мектеп», 1999. – С. 135–145.
4. Фокин Ю. А. Передаточные отношения и коэффициенты кинематического восстановления скорости четырехзвенных кривошипных ударных механизмов. – Бишкек: Издательский дом «Кыргызстан», «Мектеп», 1999. – С.145–152.
5. Еремьянц В. Э., Егоров Д. Н. Динамическая модель рычажного механизма с гидроприводом. // Сб. научн. трудов Института

- машиноведения НАН КР. Вып. 2. – Бишкек: Илим, 2000. – С. 100–107.
6. Абидов А. О. Динамика отбойного молотка с ударным механизмом переменной структуры. – Бишкек: Илим, 2001. – 113 с.
 7. Еремьянц В. Э., Султаналиев Б. С. Результаты исследования коэффициента отскока бойка отбойного молотка // Физико-технические проблемы разработки месторождений полезных ископаемых. – 2004. – №2. – С. 76–81.
 8. Еремьянц В. Э., Дандыбаев Е. С., Умербеков Т. Д. Отскок бойка при ударе по инструменту, взаимодействующему со стальной плитой. // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2005. – №2. – С. 79–85.
 9. Еремьянц В. Э., Атнагулов Т. В., Касымалиев Б. Анализ динамики кривошипно-коромыслового молота с гидроприводом и выбор его параметров. // Проблемы механики современных машин. – Т. 2. – Улан-Удэ: ВСГТУ, 2006. – С. 3 – 6.
 10. Еремьянц В. Э. Влияние коэффициента восстановления скорости при ударе на динамику кривошипно-коромысловых ударных машин. // Машиноведение № 1(5). – Бишкек: Институт машиноведения НАН КР, 2017. – С. 19–25.
 11. Бакиров Б., Абдраимов Э. С., Шадиев М. И. Предпосылки к созданию высокочастотных машин на основе МПС С. Абдраимова. // Journal of Advanced Research in Technical Science. North-Charleston, USA, 2018, Issue 8. – P. 40–44.