

ДИНАМИКА МАНИПУЛЯТОРА ЭКСКАВАТОРА ЭО-2621 С НАВЕСНЫМ МОЛОТОМ МО-100

Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М.

*Институт машиноведения и автоматики НАН Кыргызской Республики,
Кыргызско-Российский Славянский университет, г. Бишкек*

Ключевые слова: отбойная машина, манипулятор, стрела, рукоять, молот, динамическая модель, решение уравнений движения.

Аннотация. Рассматривается динамическая модель отбойной машины, состоящей из экскаватора, на манипулятор которого вместо ковша навешивается кривошипно-коромысловый молот. Приведена её расчетная схема и динамическая модель, состоящая из одной приведенной к молоту массы, связанной упругим элементом с неподвижным базовым шасси. В качестве обобщенной координаты принято вертикальное перемещение молота при его работе. Установлены зависимости приведенной массы и коэффициента жесткости упругой связи, усилия прижима молота к инструменту от положения звеньев манипулятора. Реактивные силы, действующие со стороны молота на манипулятор, аппроксимированы гармонической функцией. Уточнены уравнения движения модели и приведено их решение на различных отрезках рабочего цикла молота. На примере показано решение задачи о выборе рационального усилия прижима молота к рабочему инструменту.

DYNAMICS OF EXCAVATOR MANIPULATOR EO-2621 WITH MOUNTED HAMMER MO-100

Eremyants V.E., Rayymbekova G.M.

*Institute of Engineering and Automation of the NAS of the Kyrgyz Republic,
Kyrgyz-Russian Slavic University, Bishkek*

Keywords: breaking machine, manipulator, arrow, handle, hammer, dynamic model, solution of equations of motion.

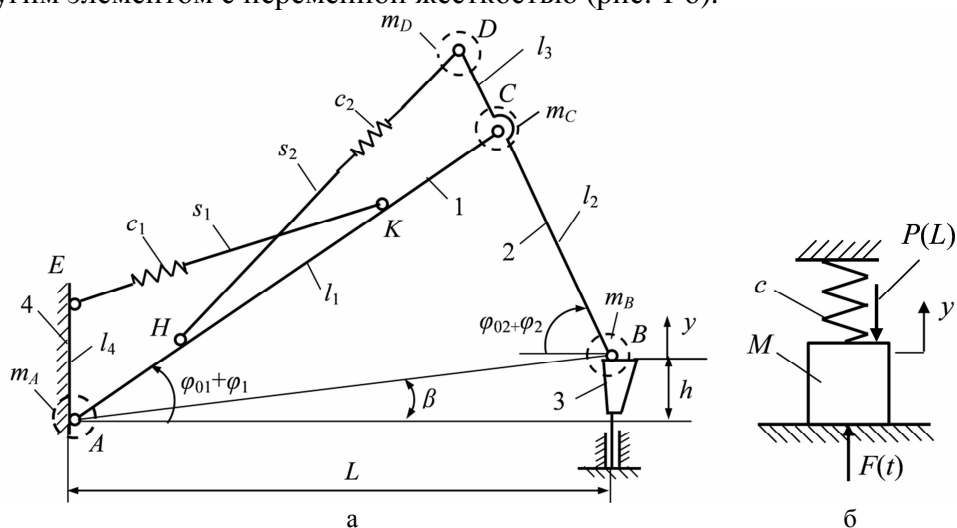
Abstract. A dynamic model of a breaking machine is considered, consisting of an excavator, on the manipulator of which, instead of a bucket, a crank-rocker hammer is mounted. Its design scheme and dynamic model, consisting of one mass reduced to the hammer, connected by an elastic element with a fixed base chassis, are presented. The vertical movement of the hammer during its operation is taken as a generalized coordinate. Dependences of the reduced mass and the coefficient of stiffness of the elastic connection, the force of pressing the hammer to the tool from the position of the links of the manipulator have been established. The reactive forces acting from the hammer on the manipulator are approximated by a harmonic function. The equations of motion of the model are refined and their solution is given for various sections of the working cycle of the hammer. The example shows the solution to the problem of choosing a rational force of pressing the hammer to the working tool.

Одной из проблем совершенствования отбойных машин с навесными молотами, создаваемых на базе экскаваторов, является повышение долговечности их элементов, подвергающихся значительным динамическим

нагрузкам. Исследования в этом направлении на протяжении ряда лет проводятся в Институте машиноведения и автоматики Национальной Академии наук Кыргызской Республики.

Данная статья является продолжением предыдущих работ авторов [1-3], целью которых является построение динамической модели манипулятора экскаватора с навесным молотом, которая была бы достаточно простой в использовании и позволяла проводить анализ влияния различных факторов на динамические нагрузки, возникающие в звеньях манипулятора и ударного механизма. Предполагалось, что выявленные при этом закономерности позволят разработать рекомендации по снижению нагрузок в элементах манипулятора и повышению долговечности этих элементов.

В предшествующей работе [1] была составлена расчетная схема (рис. 1, а), в которой массы звеньев и коэффициенты жесткостей гидросистем привода стрелы и рукояти, приводились к корпусу молота с учетом сохранения неизменной кинетической и потенциальной энергии всей системы. Это дало возможность представить динамическую модель манипулятора в виде одной переменной массы, связанной с жесткой опорой упругим элементом с переменной жесткостью (рис. 1 б).



1 – стрела; 2 – рукоять; 3 – молот; 4 – базовая машина

Рис. 1. Расчетная схема манипулятора отбойной машины для разрушения прочных покрытий и горных пород (а) и его динамическая модель (б)

Однако дальнейшие исследования потребовали корректировки предыдущей модели в части определения потенциальной энергии, накапливаемой в гидросистеме, и уточнения влияния различных факторов на параметры модели.

В работе [2] доказано, что при колебаниях молота, не превышающих 100мм, его перемещения не оказывают существенного влияния на приведенную массу и коэффициент жесткости модели. Но эти параметры зависят от положения манипулятора, которое оценивается расстоянием от

рабочего инструмента до поворотной колонки стрелы манипулятора. Эти зависимости для экскаватора ЭО-2621 с навесным кривошипно-коромысловым молотом МО-100 представлены в работе [2].

В статье [3] определены силы инерции, действующие на звенья кривошипно-коромыслового ударного механизма при его работе, и установлена закономерность изменения во времени реактивных сил, действующих на корпус молота. При этом вертикальная сила, вызывающая колебания звеньев манипулятора, аппроксимировалась, как и прежде [1, 4] гармонической функцией (рис. 2) вида:

$$F(t) = H \sin \mu(t - t_1),$$

где H – амплитуда вынуждающей силы, Н; μ – круговая частота её изменения, с^{-1} ; t – текущее время, с; t_1 – время, соответствующее началу действия вынуждающей силы, с; T – длительность одного цикла работы ударного механизма, с.

$$t_1 = T - \frac{\pi}{\mu}; \quad T = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega},$$

где f – частота ударов ударного механизма, Гц; ω – угловая скорость кривошипа ударного механизма, с^{-1} .

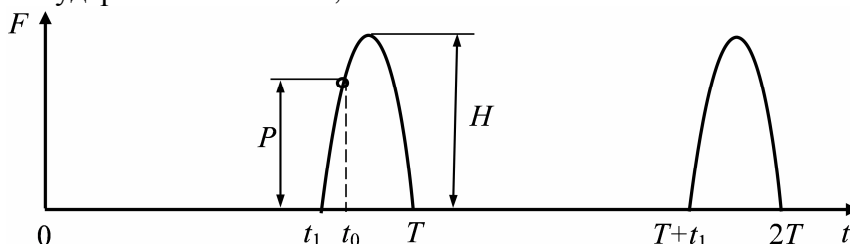


Рис. 2. Аппроксимация вынуждающей нагрузки, действующей на корпус молота гармонической функцией [4]

Уравнения движения молота с приведенными к нему массами и жесткостями звеньев манипулятора в пределах одного цикла движения ударного механизма имеют следующий вид:

$$M\ddot{y} + cy = -P, \quad 0 < t < t_1; \quad (1)$$

$$M\ddot{y} + cy = H \sin \mu(t - t_1) - P, \quad t_1 < t < T. \quad (2)$$

где M – масса звеньев манипулятора с молотом, приведенная к молоту, кг; y – вертикальное перемещение корпуса молота, принятое за обобщенную координату, м; c – приведенный к молоту коэффициент жесткости гидромагистралей привода стрелы и рукоятки, Н/м; P – усилие прижима корпуса молота к инструменту при его работе, Н;

В качестве примера числовые расчеты проводились применительно к отбойному агрегату на базе экскаватора ЭО-2621 с кривошипно-коромысловым молотом МО-100. Принималось, что частота ударов в молоте МО-100 равна 2,5 Гц, соответствующая этому угловая скорость кривошипа $15,7 \text{ с}^{-1}$, коромысла – $60,9 \text{ с}^{-1}$. Энергия удара равна 1367 Дж.

При этих исходных данных:

$$T = 0,4 \text{ с}, t_1 = 0,363 \text{ с}, H = 10000 \text{ Н}, \mu = 85 \text{ с}^{-1}.$$

По данным работы [2] для этой отбойной машины зависимость приведённого коэффициента жесткости модели от положения рабочего инструмента с погрешностью, не превышающей 1%, может быть описана формулой:

$$c(L) = 15300 - 4600(L - 2,6)^2, \quad (3)$$

где L – расстояние от рабочего инструмента до поворотной колонки стрелы манипулятора (рис. 1), м.

Максимальные и минимальные значения усилия прижима молота к рабочему инструменту на основании данных работы [5] описывались формулами:

$$P_{\max}(L) = 33000 - 2320L; \quad P_{\min}(L) = 800 - 40L; \quad (4)$$

Максимальное значение усилия соответствует случаю, когда базовая машина опирается на рабочий инструмент и бульдозерный отвал, а минимальное – когда на инструмент действует сила тяжести манипулятора с молотом.

Приведенная к молоту масса всего манипулятора с молотом согласно работе [2] с погрешностью, не превышающей 1%, описывается функцией:

$$M(L) = 266(4,9 - \ln L). \quad (5)$$

Параметры динамической модели при различном положении рабочего инструмента относительно поворотной колонки стрелы манипулятора приведены в табл. 1, где k – собственная частота колебаний приведенной массы, с^{-1} ; s – отношение собственной частоты k к частоте изменения вынуждающей нагрузки; ν – отношение усилия прижима молота к амплитуде вынуждающей нагрузки:

$$s = k / \mu; \quad \nu = P / H.$$

В первом цикле работы ударного механизма движение корпуса молота начинается в момент времени t_0 , когда реактивная сила $F(t)$ достигнет величины предварительно прижима молота P (рис. 2), то есть при выполнении условия:

$$H \sin \mu(t_0 - t_1) = P.$$

Из него следует:

$$t_0 = t_1 + \frac{1}{\mu} \arcsin \nu. \quad (6)$$

Решением неоднородного уравнения (2) при начальных условиях:

$$y(t_0) = y_{01} = 0; \quad \dot{y}(t_0) = \dot{y}_{01} = 0$$

являются функции:

$$y(t) = A_1 \sin k(t - t_0) + A_2 \cos k(t - t_0) - A_3 \sin \mu(t - t_1) - \frac{P}{c}; \quad (7)$$

$$\dot{y}(t) = A_1 k \cos k(t - t_0) - A_2 k \sin k(t - t_0) - A_3 \mu \cos \mu(t - t_1), \quad (8)$$

$$\text{где } A_1 = \frac{Hs}{c(1-s^2)} \cos(\arcsin \nu); \quad A_2 = \frac{P}{c(1-s^2)}; \quad A_3 = \frac{Hs^2}{c(1-s^2)}.$$

Эти решения справедливы до момента времени T , когда действие вынуждающей силы заканчивается.

Табл. 1. Значения приведенных к молоту параметров динамической модели манипулятора с молотом МО-100 при его различных положениях

| | | | | | | | | |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| L , м | 2,66 | 2,81 | 2,96 | 3,11 | 3,26 | 3,41 | 3,56 | 3,71 |
| c , Н/м | 15440 | 15130 | 14656 | 14000 | 13300 | 12315 | 11144 | 10098 |
| M , кг | 1043 | 1028 | 1014 | 1001 | 989 | 977 | 965 | 954 |
| k , с ⁻¹ | 3,847 | 3,836 | 3,802 | 3,740 | 3,667 | 3,550 | 3,398 | 3,253 |
| $s \cdot 10^{-3}$ | 45,265 | 45,129 | 44,729 | 44,0 | 43,141 | 41,765 | 39,976 | 38,271 |
| P_{\max} , Н | 26829 | 26481 | 26133 | 25785 | 25437 | 25089 | 24741 | 24393 |
| P_{\min} , Н | 694 | 688 | 682 | 676 | 670 | 664 | 658 | 652 |
| v_{\max} | 2,6829 | 2,6481 | 2,6133 | 2,5785 | 2,5437 | 2,5089 | 2,4741 | 2,4393 |
| v_{\min} | 0,2016 | 0,2041 | 0,2107 | 0,2101 | 0,2128 | 0,2157 | 0,2186 | 0,2214 |

Из табл. 1 следует, что при максимальном усилии прижима молота МО-100 к инструменту отношение этого усилия к амплитуде вынуждающей силы v_{\max} больше двух. В этом случае колебаний корпуса молота происходить не будет, и он будет всегда прижат к инструменту. При этом реакции, возникающие в шарнирах манипулятора при работе молота, будут наибольшими. Их величина определена в работе [6].

При минимальном усилии прижима колебания будут происходить в соответствии с формулами (7), (8). При этом перемещения и скорости в момент времени T имеют значения, представленные в табл. 2. Из них следует, что в конце первого цикла движения ударного механизма перемещения и скорости корпуса молота остаются положительными. Это означает, что корпус продолжает движение в сторону, противоположную инструменту и данные, представленные в табл. 2, являются начальными условиями для расчета следующего цикла движения.

Движение в начале следующего цикла описывается уравнением (1) с начальными условиями:

$$y_{02} = y(T); \quad \dot{y}_{02} = \dot{y}(T).$$

Его решением являются функции:

$$y(t) = \frac{\dot{y}_{02}}{k} \sin k(t-T) + \left(\frac{P}{c} + y_{02} \right) \cos k(t-T) - \frac{P}{c}; \quad (9)$$

$$\dot{y}(t) = \dot{y}_{02} \cos k(t-T) - k \left(\frac{P}{c} + y_{02} \right) \sin k(t-T). \quad (10)$$

Принимая в этих функциях $t = T+t_1$, определим перемещения и скорости корпуса молота к моменту начала действия вынуждающей силы.

$$y(T+t_1) = \frac{\dot{y}_{02}}{k} \sin kt_1 + \left(\frac{P}{c} + y_{02} \right) \cos kt_1 - \frac{P}{c};$$

$$\dot{y}(T+t_1) = \dot{y}_{02} \cos kt_1 - k \left(\frac{P}{c} + y_{02} \right) \sin kt_1.$$

Результаты расчета по этим формулам представлены в табл. 2. Их анализ показывает, что при минимальном усилии прижима корпус молота в интервале времени от T до $T+t_1$ не возвращается к инструменту, его перемещение остается положительным, но скорость отрицательная. Это означает, что максимум перемещений находится внутри интервала от T до $T+t_1$.

Табл. 2. Результаты расчета перемещений и скоростей корпуса молота при минимальном (v_{\min}) прижме корпуса к инструменту ($T = 0,4$ с; $t_1 = 0,36304$ с.)

| | | | | | | | | |
|----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| L , м | 2,66 | 2,81 | 2,96 | 3,11 | 3,26 | 3,41 | 3,56 | 3,71 |
| $y(T)$, мм | 3,508 | 3,559 | 3,594 | 3,650 | 3,691 | 3,733 | 3,787 | 3,819 |
| $\dot{y}(T)$, м/с | 0,200 | 0,201 | 0,206 | 0,209 | 0,211 | 0,214 | 0,217 | 0,220 |
| $y(T+t_1)$, мм | 14,643 | 14,529 | 15,640 | 17,314 | 18,348 | 20,026 | 22,006 | 23,977 |
| $\dot{y}(T+t_1)$ м/с | -0,149 | -0,150 | -0,151 | -0,146 | -0,143 | -0,143 | -0,137 | -0,122 |
| $t_m - T$, мс | 213,24 | 213,39 | 215,10 | 219,78 | 222,66 | 227,52 | 233,53 | 239,73 |
| $y(T+t_m)$, мм | 26,11 | 26,29 | 27,08 | 28,00 | 28,38 | 29,53 | 29,91 | 31,61 |
| $y(2T)$, мм | 12,72 | 12,63 | 13,75 | 15,65 | 16,84 | 18,79 | 21,08 | 23,39 |
| $\dot{y}(2T)$ м/с | -0,181 | -0,182 | -0,184 | -0,180 | -0,177 | -0,171 | -0,164 | -0,156 |

Для нахождения момента времени t_m , когда перемещения корпуса достигают максимальной величины, приравняем функцию (10) к нулю. Из полученного выражения найдем время, соответствующее максимуму перемещений:

$$t_m = T + \frac{1}{k} \operatorname{arctg} \left(\frac{\dot{y}_{02}}{k \left(\frac{P}{c} + y_{02} \right)} \right). \quad (11)$$

Подставляя (11) в (9) вычислим значения максимальных перемещений молота y_m в зависимости от положения манипулятора. Полученные результаты приведены в табл. 2. Из них следует, что амплитуда колебаний корпуса изменяется от 26 мм при L равном 2,66 м до 32 мм при L равном 3,71 м.

В интервале изменения времени от $T+t_1$ до $2T$ движение корпуса молота описывается уравнением (2), а его решения с учетом начальных условий

$$y_{03} = y(T+t_1); \quad \dot{y}_{03} = \dot{y}(T+t_1)$$

имеют вид:

$$y(t) = \left(A + \frac{\dot{y}_{03}}{k} \right) \sin kt^* + B \cos kt^* - A s \sin \mu t^* - \frac{P}{c}; \quad (12)$$

$$\dot{y}(t) = (kA + \dot{y}_{03}) \cos kt^* - k \left(B \sin kt^* + A \cos \mu t^* \right), \quad (13)$$

$$\text{где } A = \frac{Hs}{c(1-s^2)}; \quad B = \frac{P}{c} + y_{03}; \quad t^* = t - (T + t_1).$$

Результаты расчета по этим формулам в конце второго цикла движения при t равном $2T$ приведены в табл. 2. Они являются начальными условиями для расчета следующего цикла движения корпуса молота. Этот расчет проводится по формулам (9)–(13) в которых изменяются только начальные условия.

Из полученных результатов видно, что при минимальном усилии прижима молота к инструменту на протяжении двух циклов работы ударного механизма корпус молота не возвращается к инструменту. При этом в конце второго цикла удар коромыслом ударного механизма по инструменту происходит, когда корпус в зависимости от положения манипулятора находится на расстоянии от 12 до 24 мм от буртика инструмента.

В этом случае в звеньях и шарнирах кривошипно-коромыслового ударного механизма из-за несовпадения плоскости соударения коромысла с инструментом с расчетной, будут возникать значительные динамические нагрузки и деформации. Кроме этого удар может наноситься по корпусу молота, приводя к его разрушению.

Наилучшим вариантом движения корпуса с точки зрения снижения динамических нагрузок в рассматриваемой системе является такой, когда в момент удара коромыслом по инструменту корпус возвращается к инструменту, то есть когда выполняется условие $y(T) = 0$.

Приравнивая зависимость (7) к нулю, учитывая выражения для A_1, A_2, A_3 и пренебрегая в их знаменателе членом s^2 ввиду его малости по сравнению с единицей, после преобразований, получим следующее условие:

$$\cos(\arcsin v) - \frac{v}{s} \operatorname{tg} \left(\frac{s}{2} (\pi - \arcsin v) \right) = 0. \quad (14)$$

Из этого условия определяется параметр v , а затем находится усилие прижима P , при котором корпус молота к каждому удару будет возвращаться к инструменту. Например, расчеты по формуле (14) показывают, что для рассматриваемой отбойной машины с молотом МО-100 параметр v должен быть равен 0,63. Это соответствует усилию прижима молота 6300 Н. Необходимое усилие обеспечивается за счет соответствующих давлений в гидроцилиндрах привода манипулятора.

Таким образом, приведенные решения уравнений движения позволяют проводить анализ динамики манипулятора отбойной машины с кривошипно-коромысловым молотом и разрабатывать рекомендации по наилучшим зонам работы отбойной машины, а также по усилиям прижима молота к инструменту, обеспечивающим наименьшие нагрузки на звенья манипулятора.

Список литературы

1. Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М. Динамическая модель манипулятора отбойной машины // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2019. – №3. – С. 7-13.
2. Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М. К разработке динамической модели манипулятора экскаватора с навесным молотом // Вестник КPCУ. – 2020. – №4. – С. 33-38.

3. Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М. Определение реактивных сил, действующих на манипулятор экскаватора ЭО-2621 с навесным молотом МО-100 // Вестник КРСУ. – 2020. – №4. – С. 39-46.
4. Eremyants V.E., Arstanbek. A. Preliminary tension of clamp device of mechanism MO-10 influence on its oscillation // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2018. – Issue 8. – P. 13-17.
5. Муктарбекова Г.М. Влияние положения манипулятора отбойного агрегата на максимальное усилие прижатия молота к обрабатываемой поверхности // Современные техника и технологии в научных исследованиях. Материалы 5-й международной конференции молодых ученых. – Бишкек: Научная станция РАН, 2013. – С. 239-242.
6. Муктарбекова Г.М. Предельные значения реакций в кинематических парах манипулятора отбойного агрегата / поверхности // Современные техника и технологии в научных исследованиях. Материалы 6-й международной конференции молодых ученых. – Бишкек: Научная станция РАН, 2014. – С. 190-193.

References

1. Eremyants V.E., Rayymbekova G.M. A dynamic model of a pickup truck manipulator // Transport, mining and construction engineering: science and production. – 2019. – No. 3. – P. 7-13.
2. Eremyants V.E., Rayymbekova G.M. To the development of a dynamic model of an excavator manipulator with a mounted hammer // Bulletin of the KRSU. – 2020. – No. 4. – P. 33-38.
3. Eremyants V.E., Rayymbekova G.M. Determination of reactive forces acting on the manipulator of the EO-2621 excavator with MO-100 mounted hammer // Bulletin of the KRSU. – 2020. – No. 4. – P. 39-46.
4. Eremyants V.E., Arstanbek. A. Preliminary tension of clamp device of mechanism MO-10 influence on its oscillation // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2018. – Issue 8. – P. 13-17.
5. Muktarbekova G.M. The influence of the position of the manipulator of the breakaway unit on the maximum force of pressing the hammer to the work surface // Modern equipment and technologies in scientific research. Materials of the 5th international conference of young scientists. – Bishkek: Scientific Station RAS, 2013. – P. 239-242.
6. Muktarbekova G.M. The limit values of reactions in the kinematic pairs of the manipulator of the breakaway aggregate / surface // Modern equipment and technologies in scientific research. Materials of the 6th international conference of young scientists. – Bishkek: Scientific Station RAS, 2014. – P. 190-193.

Сведения об авторах:

Information about authors:

| | |
|---|--|
| <p>Еремьянц Виктор Эдуардович – доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник, Институт машиноведения и автоматики НАН Кыргызской Республики, профессор кафедры «Механика», Кыргызско-Российский Славянский университет, г.Бишкек, Кыргызская Республика, eremjants@inbox.ru</p> | <p>Eremyants Victor Eduardovich – doctor of technical sciences, professor, chief researcher, Institute of Engineering and Automation, National Academy of Sciences of Kyrgyz Republic, professor of Department of Mechanics, Kyrgyz-Russian Slavic University, Bishkek, Kyrgyz Republic, eremjants@inbox.ru</p> |
| <p>Райымбекова Гульмира Муктарбековна – аспирант, Кыргызско-Российский Славянский университет, г. Бишкек, Кыргызская Республика, mmm.yo@mail.ru</p> | <p>Rayymbekova Gulmira Muktarbekovna – postgraduate student, Kyrgyz-Russian Slavic University, Bishkek, Kyrgyz Republic, mmm.yo@mail.ru</p> |

Получена 19.07.2020