

ДИНАМИКА МАНИПУЛЯТОРА ЭКСКАВАТОРА ЭО-2621 С НАВЕСНЫМ МОЛОТОМ «ИМПУЛЬС-100»

Еремьянц В.Э., Султаналиев Б.С.

Ключевые слова: отбойный агрегат, экскаватор, стрела, рукоять, гидравлический молот, динамическая модель, колебания корпуса молота.

Аннотация. Предложена динамическая модель отбойного агрегата, состоящего из базовой машины – экскаватора ЭО-2621, на манипулятор которого навешивается гидравлический молот, питающийся от гидросистемы экскаватора. Описано устройство и принцип работы гидравлического молота. С использованием результатов предшествующих работ модель манипулятора с молотом представлена в виде некоторой массы, приведенной к молоту, с сохранением кинетической энергии всей системы. Масса связана с неподвижной опорой упругим элементом, коэффициент жесткости которого найден из условия сохранения потенциальной энергии, накапливаемой в гидросистеме отбойного агрегата. В отличие от предшествующих публикаций динамическая модель учитывает принцип работы и закон движения поршня гидравлического молота. Приведены формулы, определяющие перемещение и скорость корпуса молота относительно инструмента при различных усилиях прижима молота к инструменту и различных расстояниях от инструмента до поворотной колонки манипулятора. Дан пример расчета и анализа колебаний корпуса гидравлического молота «Импульс 100» навешиваемого на экскаватор ЭО-2621.

DYNAMICS OF EXCAVATOR'S EO-2621 MANIPULATOR WITH THE MOUNTED HAMMER "IMPULSE-100"

Erem'yants V.E., Sultanaliev B.S.

Keywords: breaking machine, excavator, boom, handle, hydraulic hammer, dynamic model, vibrations of the hammer case.

Abstract. A dynamic model of a breaking machine, is proposed. This machine has excavator EO-2621, on the manipulator of which a hydraulic hammer is hung, powered by the excavator's hydraulic system. The device and the principle of operation of the hydraulic hammer are described. Using the results of previous work, the model of a manipulator with a hammer is presented in the form of a certain mass, reduced to the hammer, with the conservation of the kinetic energy of the entire system. The mass is connected with the fixed support by an elastic element, the stiffness coefficient of which is found from the condition of conservation of potential energy accumulated in the hydraulic system and of the fender unit. Unlike previous publications, the dynamic model takes into account the principle of operation and the law of motion of the hydraulic hammer piston. Formulas, that determine the movement and speed of the hammer case relative to the tool at different pressures of the hammer to the tool and different distances from the tool to the rotary column of the manipulator are given. An example of calculation and analysis of vibrations of the case of a hydraulic hammer "Impulse 100" attached to an EO-2621 excavator is given.

В Институте машиноведения и автоматики НАН КР на протяжении ряда лет разрабатываются гидравлические молоты типа «Импульс» для горного дела и строительства [1-4]. К настоящему времени создан типоразмерный ряд молотов с энергией удара от 400 до 6000 Дж. Эти молоты навешиваются на манипулятор базовой машины, чаще всего экскаватора, и питаются от гидравлической системы этой машины.

При работе молота на манипулятор действуют значительные динамические нагрузки, приводящие к быстрому износу и разрушению его элементов. Эти нагрузки передаются и на базовое шасси, вызывая вибрации, отрицательно действующие на его механизмы и оказывающие вредное воздействие на оператора. Кроме этого при колебаниях корпуса молота изменяется расстояние от торца корпуса до опорного буртика инструмента. Это приводит к изменению расчетной точки соударения поршня с инструментом и, как следствие, к изменению скорости и энергии удара. Поэтому одной из актуальных задач совершенствования параметров и конструкций гидравлических молотов, навешиваемых на манипулятор экскаватора, является уменьшение динамических нагрузок в его элементах.

Решение этой задачи предполагает разработку и анализ соответствующей математической модели. Такая модель, применительно к манипулятору экскаватора ЭО-2621, была предложена в работах [5-7]. Её анализ проводился при использовании в качестве рабочего органа кривошипно-коромыслового молота МО-100 [8]. Но, по сравнению с этим молотом гидравлические молоты типа «Импульс» имеют другой рабочий цикл, а? следовательно, и другой закон изменения реактивной силы, действующей на манипулятор при работе молота.

В связи с этим в задачи данной работы входил анализ динамики манипулятора экскаватора ЭО-2621 с использованием в качестве рабочего органа гидравлического молота «Импульс 100».

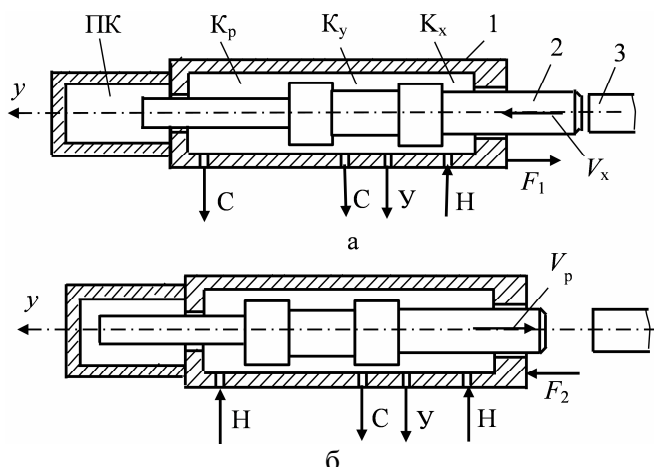
Конструктивная схема гидравлического молота типа «Импульс» показана на рисунке 1. Он содержит четыре камеры: камеру холостого хода K_x , камеру управления K_y , камеру рабочего хода K_p и пневмокамеру ПК. Принцип работы механизма следующий. Камера холостого хода K_x всегда находится под давлением напора, а камера рабочего хода K_p в зависимости от положения поршня через камеру управления K_y соединяется либо со сливной магистралью при холостом ходе поршня (рис. 1а), либо с напорной магистралью при рабочем ходе поршня (рис. 1б). Тем самым обеспечивается возвратно-поступательное движение поршня с ударами по инструменту. Пневмокамера ПК заряжается воздухом с определенным давлением и служит для торможения поршня в конце его холостого хода и увеличения силы, действующей на поршень при его разгоне.

При работе молота на его корпус со стороны рабочих камер действуют результирующие силы F_1 и F_2 , которые определяются по формулам [4]:

$$F_1 = p_n S_1 - p_c S_2 - F_{ck}; \quad F_{ck} = p_k S_3, \quad (1)$$

$$F_2 = p_n (S_2 - S_1) + F_{ck}, \quad (2)$$

где p_n , p_c – давления жидкости соответственно в напорной и сливной магистралях, Па; S_1 , S_2 – площади поперечных сечений камер холостого и рабочего хода, м²; F_{ck} – сила, действующая на поршень со стороны пневмокамеры, Н; S_3 – площадь поперечного сечения штока поршня, входящего в пневмокамеру, м²; p_k – давление газа в пневмокамере, изменяющееся по мере движения поршня, Па.



1 – корпус, 2 – поршень-ударник, 3 – инструмент
 Рис. 1. Схема гидравлического молота типа «Импульс»

В дальнейшем в формулах (1), (2) учитывается среднее значение силы F_{ck} за время рабочего или холостого хода поршня, которое определяется из условия сохранения работы сил, действующих на поршень со стороны пневмокамеры, по формуле [4]:

$$F_{ck} = \frac{p_{k0} U_0}{s_{\max}} \ln \left(\frac{U_0}{U_0 - S_3 s_{\max}} \right), \quad (3)$$

где p_{k0} – начальное давление зарядки пневмокамеры, Па; s_{\max} – амплитуда колебаний поршня относительно корпуса молота, м; U_0 – начальный объем пневмокамеры, м³.

Формулы, описывающие рабочий процесс гидравлического ударного механизма согласно работе [4] имеют нижеследующий вид: время переключения сил, действующих на поршень и амплитуда его колебаний:

$$t_1 = \frac{m_{\text{п}}}{F_1} \left(\sqrt{R^2 V_y^2 + \frac{2F_1 s_1}{m_{\text{п}}}} - V_y \right); \quad s_{\max} = \frac{S_2 (p_{\text{н}} - p_{\text{с}}) s_1}{F_2 (1 - R)}; \quad (4)$$

энергия и скорость удара:

$$A_y = S_2 (p_{\text{н}} - p_{\text{с}}) s_1 / (1 - R^2); \quad V_y = \sqrt{2A_y / m_{\text{п}}}, \quad (5)$$

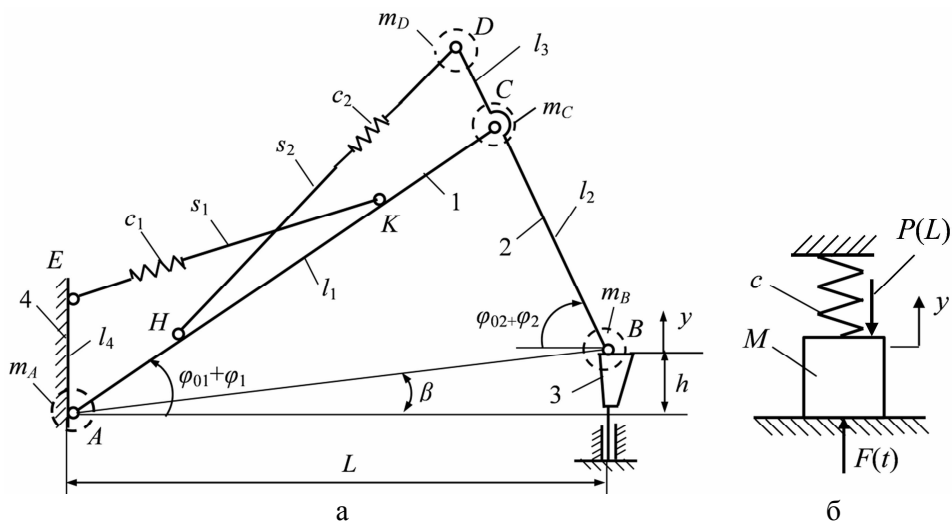
период колебаний поршня T и частота ударов f :

$$T = \frac{D(F_1 + F_2) \sqrt{A_y m_{\text{п}}}}{F_1 F_2}; \quad D = 1 + \sqrt{R^2 + \frac{F_1 y_{\text{пл}}}{A} - \frac{F_2 (1 + R)}{(F_1 + F_2)}}; \quad f = \frac{1}{T}. \quad (6)$$

где R – коэффициент восстановления скорости поршня при ударе по инструменту; s_1 – координата перемещения поршня относительно корпуса молота, при которой происходит переключение сил с холостого хода поршня на рабочий, м; $m_{\text{п}}$ – масса поршня-ударника, кг.

При решении поставленной задачи модель и параметры манипулятора экскаватора ЭО-2621 были взяты из работы [5] (рис. 2а). Модель

представлялась в виде приведенной к молоту массы M (рис. 2б), связанной с неподвижной опорой упругим элементом с приведенным коэффициентом жесткости c .



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

Рис. 2. Расчетная схема манипулятора отбойной машины для разрушения прочных покрытий и горных пород (а) и его динамическая модель (б) [4]

На массу действует вынуждающая сила, зависящая от времени F_i и усилие предварительного прижима молота к обрабатываемому объекту, зависящее от положения манипулятора $P(L)$.

Уравнение движения массы M записывалось в виде:

$$M\ddot{y} + cy = F_i(t) - P(L), \quad i = 1, 2. \quad (4)$$

где y – обобщенная координата, в качестве которой принято вертикальное перемещение корпуса молота, m ; при холостом ходе поршня (рис. 2) $i = 1$, при рабочем ходе $i = 2$.

Приведенная масса и приведенный коэффициент жесткости определялись из условия сохранения неизменными кинетической и потенциальной энергий всей системы. При определении кинетической энергии использовался метод заменяющих масс, при котором масса звена распределялась между его краями обратно пропорционально расстояниям от центра тяжести до этих краев. При таком подходе в работе [7] получено следующее выражение для определения приведенной к молоту массы всего манипулятора с молотом:

$$M = m_C \cdot \frac{\sin^2 \varphi_{02}}{\sin^2(\varphi_{01} + \varphi_{02})} + m_D \cdot \frac{\sin^2 \varphi_{01}}{\sin^2(\varphi_{01} + \varphi_{02})} \left(1 + \frac{l_3}{l_2}\right)^2 + m_B + m_D + m_3,$$

где m_B , m_D , m_C – заменяющие массы, сосредоточенные в соответствующих точках, кг; m_3 – масса молота, кг; φ_{10} , φ_{20} – углы, соответствующие начальным положениям звеньев манипулятора, рад, (рис. 2).

Расчеты по этой формуле показывают, что для рассматриваемой системы зависимость приведенной массы от положения инструмента относительно поворотной колонки манипулятора с погрешностью менее 0,3% может быть описана простой формулой:

$$M = 1265 - 84L, \quad (5)$$

Приведенный коэффициент жесткости манипулятора с погрешностью, не превышающей $\pm 1\%$, в диапазоне изменения расстояния L от 2,7 до 3,8 м может быть найден по формуле [7, 8]:

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

Ранее было получено [7], что максимальное и минимальное усилия прижима молота, обеспечиваемые данным экскаватором, с погрешностью, не превышающей 0,5%, могут быть описаны формулами:

$$P(L)_{\max} = 33000 - 2320L \text{ (Н)}; \quad (7)$$

$$P(L)_{\min} = 7968 - 367L \text{ (Н)}. \quad (8)$$

Следует отметить, что в формуле (8) предыдущей работы [7] были допущены опечатки. Здесь эта формула скорректирована.

За начало отсчета времени принимается момент, когда поршень наносит удар по инструменту, а корпус молота прижат к инструменту. После удара начинается холостой ход поршня. При этом на корпус молота действует сила F_1 прижимающая его к инструменту (рис. 3а) и до момента t_1 корпус неподвижен. Далее происходит переключение действующих на корпус сил, и он начинает движение вверх (рис. 3б). С этого момента уравнение движения корпуса имеет вид:

$$\ddot{y} + k^2 y = \frac{Q_2}{M}; \quad (9)$$

где k – собственная частота колебаний системы, c^{-1} ;

$$k = \sqrt{c/M}; \quad Q_2 = F_2 - P(L). \quad (10)$$

Решая его при начальных условиях:

$$y(0) = 0; \quad \dot{y}(0) = 0, \quad (11)$$

получим:

$$y(t) = \frac{Q_2}{c} (1 - \cos k(t - t_1)); \quad \dot{y}(t) = \frac{Q_2 k}{c} \sin k(t - t_1). \quad (12)$$

Принимая в этих формулах $t = T$ можно найти координату положения и скорость корпуса к моменту выхода поршня на ударную позицию и определить влияние колебаний корпуса на передачу энергии удара в инструмент.

В момент времени T вновь происходит переключение сил на холостой ход поршня. При этом корпус продолжает движение вверх до полной остановки, а затем движется вниз, нанося удар по опорному буртику инструмента в момент времени t_2 . Уравнение движения корпуса молота на этом отрезке времени имеет вид:

$$\ddot{y} + k^2 y = \frac{Q_1}{M}, \quad Q_1 = -F_1 - P(L).$$

Его решением при начальных условиях:

$$y(T) = y_{10}; \quad \dot{y}(T) = \dot{y}_{10},$$

являются функции:

$$y(t) = \frac{\dot{y}_{10}}{k} \sin k(t-T) + \left(y_{10} - \frac{Q_1}{c} \right) \cos k(t-T) + \frac{Q_1}{c}; \quad (13)$$

$$\dot{y}(t) = \dot{y}_{10} \cos k(t-T) - k \left(y_{10} - \frac{Q_1}{c} \right) \sin k(t-T), \quad (14)$$

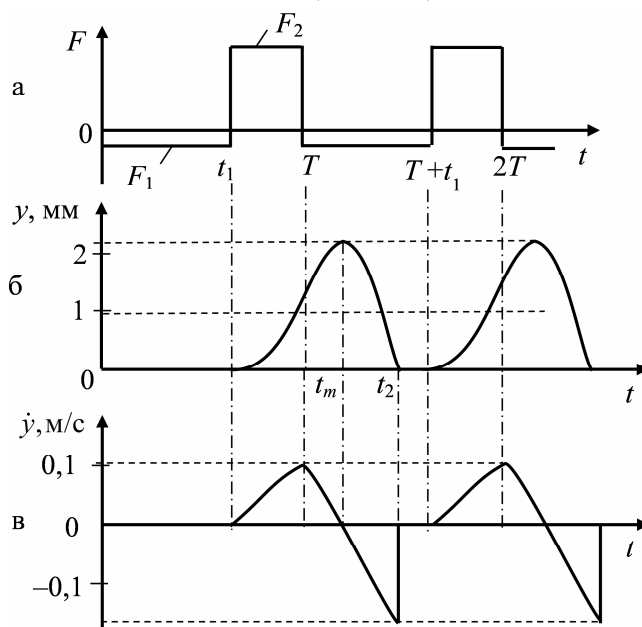


Рис. 3. Схема сил, действующих на корпус молота (а) и зависимости перемещения (б) и скорости корпуса (в) от времени

Приравнявая выражение (13) к нулю можно найти время посадки корпуса на буртик инструмента t_2 , а затем по формуле (14) определить скорость удара корпусом молота по инструменту.

В качестве примера проведен расчет колебаний корпуса молота «Импульс-100» со следующими параметрами:

$$A_y = 1000 \text{ Дж}, f = 14 - 15 \text{ Гц}, m_3 = 470 \text{ кг}, m_{\text{п}} = 22 \text{ кг},$$

$$s_1 = 0,087 \text{ м}, s_{\text{max}} = 0,110 \text{ м}, R = 0,2,$$

$$F_1 = 202 \text{ Н}, F_2 = 10790 \text{ Н}, t_1 = 0,0435 \text{ с}, T = 0,0679 \text{ с}.$$

При максимальном усилии прижима молота с инструментом к обрабатываемой поверхности реактивная сила, действующая на его корпус, при любом рассматриваемом положении молота меньше усилия прижима. При этом колебаний корпуса молота не происходит.

При минимальном усилии прижима молота амплитуда его колебаний изменяется от 1,62 мм (при $L=2,66$ м) до 2,25 мм (при $L= 4,1$ м). При этом

скорость соударения корпуса с инструментом изменяется от $-0,147$ до $-0,180$ м/с. Во всем возможном диапазоне изменения расстояния L от $2,66$ до $4,1$ м корпус молота возвращается к инструменту до момента времени $T + t_1$, то есть до следующего цикла рабочего хода. В качестве примера на рисунке 3 приведены диаграммы изменения во времени перемещения и скорости корпуса молота при расстоянии L равном $3,71$ м.

Поскольку масса и продольная жесткость корпуса намного больше аналогичных параметров инструмента, то можно считать, что после удара скорость корпуса равна нулю и для следующего цикла работы молота справедливы те же начальные условия (11) и решения уравнений движения (12-14).

Полученные результаты показывают, что в рассмотренном примере колебания корпуса молота и скорость его соударения с инструментом находятся в допустимых пределах.

Таким образом, в работе представлен алгоритм и пример расчета колебаний корпуса гидравлического молота, навешиваемого на манипулятор экскаватора. Предлагаемый алгоритм и представленные зависимости могут быть использованы для расчета манипуляторов с навесными молотами, обладающими иными параметрами.

Зная законы движения корпуса молота можно определить и реакции, возникающие в шарнирах и звеньях манипулятора, используя известные методы силового анализа рычажных механизмов.

Список литературы

1. Алимов О.Д., Басов С.А. Гидравлические виброударные системы. – М.: Наука, 1990. – 352 с.
2. Ураимов М., Султаналиев Б.С. Гидравлические молоты. Основы создания, обобщение опыта производства и эксплуатации гидравлических молотов «Импульс». – Бишкек: Илим, 2003. – 240 с.
3. Еремьянц В.Э., Ураимов М., Султаналиев Б.С. Повышение долговечности гидравлических ударных машин. – М.: РУСАЙНС, 2019. – 206 с.
4. Султаналиев Б.С. Анализ гидравлических виброударных механизмов с позиционной обратной связью. Учебно-методическое пособие. – Бишкек: КГТУ им. И. Раззакова, 2018. – 40 с.
5. Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М. Математическая модель колебаний манипулятора отбойной машины с кривошипно-коромысловым молотом // Машиноведение. – 2019. – №1(9). – С. 12-20.
6. Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М. К разработке динамической модели манипулятора экскаватора с навесным молотом // Вестник КРСУ. – 2020. – Т.20, № 4. – С. 33-38.
7. Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М. Динамическая модель манипулятора отбойной машины // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2019. – № 3. – С. 7-13.

8. Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М. Динамика манипулятора экскаватора ЭО-2621 с навесным молотом МО-100 // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2020. – №8. – С.33-40.

References

1. Alimov O.D., Basov S.A. Hydraulic vibro-impact systems. – M.: Science, 1990. – 352 p.
2. Uraimov M., Sultanaliev B.S. Hydraulic hammers. Fundamentals of creation, generalization of experience in the production and operation of hydraulic hammers "Impulse". – Bishkek: Ilim, 2003. – 240 p.
3. Erem'yants V.E., Uraimov M., Sultanaliev B.S. Improving the durability of hydraulic impact machines. – M.: RUSAYNS, 2019. – 206 p.
4. Sultanaliev B.S. Analysis of hydraulic vibro-impact mechanisms with positional feedback. Educational methodical manual. – Bishkek: KSTU n.a. I. Razzakov, 2018. – 40 p.
5. Erem'yants V.E., Raiymbekova G.M. Mathematical model of oscillation of the breaking machine manipulator with of crank-rocker hammer // Mashinovedenie. – 2019. – No. 1 (9). – P. 12-20.
6. Erem'yants V.E., Raiymbekova G.M. To the development of a dynamic model of an excavator manipulator with a mounted hammer // Bulletin of KRSU. – 2020. – Vol. 20, No. 4. – P. 33-38.
7. Erem'yants V.E., Raiymbekova G.M. Dynamic model of manipulator of breaking machine // Transport, mining and construction engineering: science and production. – 2019. – No. 3. – P. 7-13.
8. Erem'yants V.E., Raiymbekova G.M. Dynamics of the manipulator of the EO-2621 excavator with the MO-100 mounted hammer // Transport, mining and construction engineering: science and production. – 2020. – No. 8. – P. 33-40.

<p>Еремьянц Виктор Эдуардович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры механики, Кыргызско-Российский Славянский университет, главный научный сотрудник, Институт машиноведения и автоматики Национальной академии Кыргызской Республики, г. Бишкек, Кыргызская Республика, eremjants@inbox.ru</p>	<p>Erem'yants Victor Eduardovich – doctor of technical sciences, professor, professor of Department of Mechanics, Kyrgyz-Russian Slavic University, chief researcher, Institute of Engineering and Automation of National Academy of Sciences of Kyrgyz Republic, Bishkek, Kyrgyz Republic, eremjants@inbox.ru</p>
<p>Султаналиев Бактыбек Сабырбекович – доктор технических наук, старший научный сотрудник, директор Института машиноведения и автоматики Национальной академии Кыргызской Республики, г. Бишкек, Кыргызская Республика, imash_kg@mail.ru</p>	<p>Sultanaliev Baktybek Sabyrbekovich – doctor of technical sciences, senior researcher, Director of the Institute of Mechanical Engineering and Automation of National Academy of Sciences of Kyrgyz Republic, Bishkek, Kyrgyz Republic, imash_kg@mail.ru</p>

Received 12.12.2020