

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МАНИПУЛЯТОРА ОТБОЙНОЙ МАШИНЫ

Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М.

Кыргызско-Российский Славянский университет, г. Бишкек

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

Аннотация. На примере экскаватора ЭО-2621, оснащенного гидравлическим молотом разработана математическая модель, позволяющая определять динамические нагрузки, действующие на шарниры звеньев манипулятора.

DYNAMIC MODEL OF MANIPULATOR OF BREAKING MACHINE

Eremyants V.E., Rayymbekova G.M.

Kyrgyz-Russian Slavic University, Bishkek

Keywords: breaking machine, manipulator, arrow, handle, hammer, dynamic model.

Abstract. Using the example of an EO-2621 excavator, equipped with a hydraulic hammer, a mathematical model has been developed that makes it possible to determine the dynamic loads acting on the joints of the links of the manipulator.

В горной и строительной практике широкое применение получили молоты для разрушения горных пород, прочных и мерзлых грунтов, твердых покрытий. В настоящее время существуют молоты с различным приводом: пневматическим, гидравлическим, дизельным, электрическим и электромагнитным. Наибольшее распространение получили молоты с гидравлическим приводом, поскольку они могут навешиваться на манипулятор гидравлического экскаватора или крана и питаться от гидравлической системы базовой машины. Назовем такую машину отбойной машиной.

При работе молота на манипулятор отбойной машины, состоящий из стрелы и рукояти (рисунок 1), действуют значительные динамические нагрузки, которые приводят к преждевременному выходу из строя шарниров, связывающих базовую машину со стрелой и стрелу с рукоятью, а зачастую и к поломкам стрелы и рукояти. Для устранения этих явлений необходимо согласование параметров молота – его массы, энергии и частоты ударов – с параметрами манипулятора и гидросистемы базовой машины. Для этого необходимо знать влияние перечисленных параметров на динамические нагрузки, возникающие в звеньях манипулятора.

Решение этой задачи требует разработки и анализа математической модели, описывающей колебания звеньев манипулятора при работе молота. В данной статье такая модель разрабатывается на примере манипулятора экскаватора ЭО-2621, схема которого показана на рисунке 1. Но она может быть применима и к другим манипуляторам с подобной схемой.

В предшествующих работах [1, 2] было установлено влияние положения манипулятора отбойной машины на максимальное усилие прижатия молота с инструментом к обрабатываемой поверхности. Положение манипулятора оценивалось величиной расстояния от поворотной колонки стрелы до инструмента молота. При этом предполагалось, что максимальное усилие возникает, когда машина опирается на бульдозерный отвал и инструмент молота, как показано на рисунке 1. Найдены реакции, возникающие в кинематических парах манипулятора, и установлено, что они существенно зависят от его положения.

Далее в работе [3], принимая за обобщенную координату вертикальное перемещение корпуса молота, были выведены функции положения и передаточные функции звеньев манипулятора. В работах [4, 5] проведен анализ жесткостных и демпфирующих свойств гидравлических магистралей силовых цилиндров, который показал, что они мало зависят от положения манипулятора.

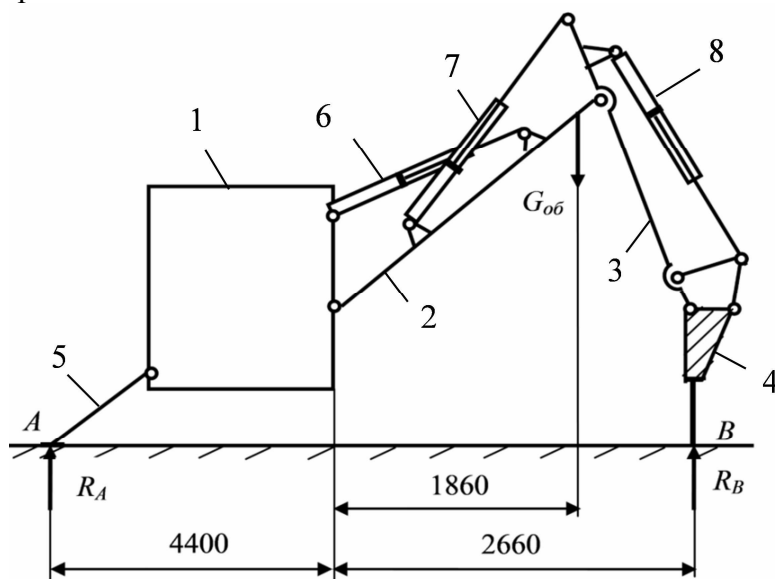


Рис. 1. Схема манипулятора отбойной машины на базе экскаватора ЭО-2621: 1 – базовое шасси; 2 – стрела; 3 – рукоять; 4 – молот; 5 – бульдозерный нож; 6-8 – гидроцилиндры поворота стрелы, рукояти и молота

Например, в экскаваторе ЭО-2621 коэффициент жесткости гидравлической магистрали цилиндра стрелы c_1 с изменением вылета молота относительно крепления стрелы от 2,66 до 4,16 м изменяется от 150,7 до 156,0 кН/м. Эти значения отличаются от среднего (153,3 кН/м) всего на 1,7%.

Коэффициент жесткости гидравлической магистрали цилиндра рукояти c_2 изменяется от 110,9 до 93,8 кН, что отличается от среднего значения (102,3кН/м) на 8,4%.

Основываясь на результатах предшествующих работ, при составлении математической модели манипулятора базовая машина, обладающая массой намного большей массы манипулятора, принималась в виде жесткой неподвижной опоры (рисунок 2). Рукоять с гидроцилиндром представлялась в виде единого звена. Принималось, что молот с инструментом совершает колебания в вертикальной плоскости. Гидроцилиндры представлялись в виде упругих звеньев с коэффициентами упругости, определяемыми жесткостью гидравлических магистралей от пульта управления до гидроцилиндров. Демпфирующими характеристиками гидравлических магистралей в первом приближении пренебрегалось. В качестве обобщенной координаты принято вертикальное перемещение корпуса молота y .

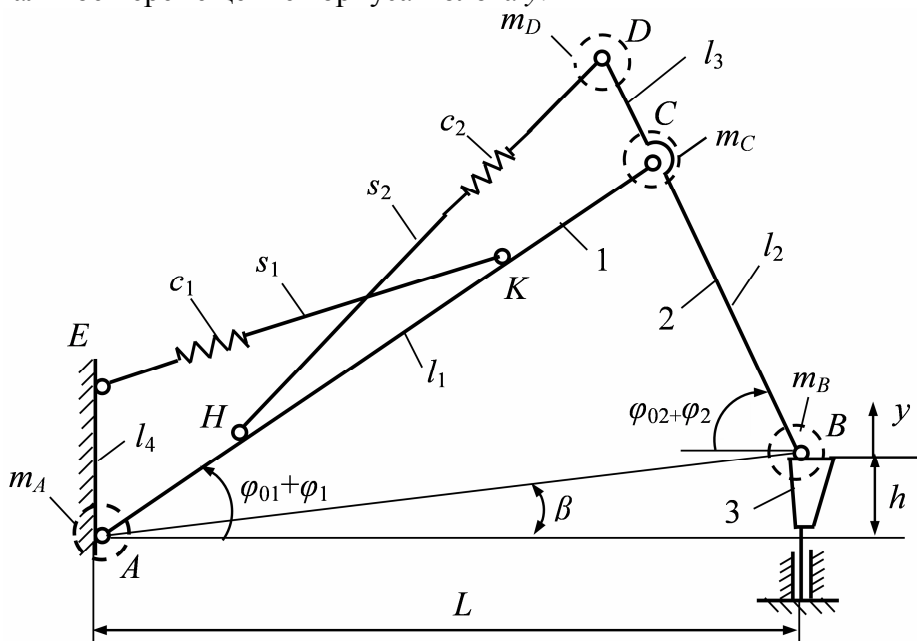


Рис. 2. Расчетная схема манипулятора отбойной машины

Для удобства дальнейшего изложения угловые координаты стрелы и рукояти представлялись в виде суммы постоянной составляющей φ_{01} и φ_{02} и переменной составляющей φ_1 и φ_2 . Постоянные составляющие зависят от положения манипулятора (вылета стрелы) и не меняются при малых колебаниях манипулятора. Переменные составляющие зависят от колебаний звеньев. На схеме $AC = l_1$; $BC = l_2$; $CD = l_3$; $AE = l_4$; s_1, s_2 – перемещения штоков гидроцилиндров.

Для составления уравнения движения использовалось уравнение Лагранжа второго рода [6]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial \Pi}{\partial y} = Q, \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия системы, Дж; Π – потенциальная энергия, Дж; t – время, с; y – обобщенная координата, м; Q – обобщенная сила, Н.

Для нахождения кинетической и потенциальной энергий системы необходимо прежде определить угловые скорости стрелы и рукояти, а также перемещения поршней в гидроцилиндрах.

Воспользовавшись методом векторных контуров [6], запишем:

$$l_1 \cos(\varphi_{01} + \varphi_1) + l_2 \cos(\varphi_{02} + \varphi_2) = L; \quad (2)$$

$$l_1 \sin(\varphi_{01} + \varphi_1) - l_2 \sin(\varphi_{02} + \varphi_2) = h + y, \quad (3)$$

где h – расстояние по вертикали от опоры стрелы до шарнира рукояти и молота, м (рисунок 2); L – расстояние по горизонтали от опоры стрелы до шарнира рукояти и молота, м.

Напомним, что φ_{01} и φ_{02} величины постоянные для данного положения манипулятора, определяемые из уравнений (2), (3) при $y = 0$, как

$$\varphi_{01} = \arccos \left(\frac{l_1^2 + d^2 - l_2^2}{2l_1 d} \right) + \arctg \left(\frac{h}{L} \right); \quad d = \sqrt{h^2 + L^2}; \quad (4)$$

$$\varphi_{02} = \arccos \left(\frac{l_2^2 + d^2 - l_1^2}{2l_2 d} \right) - \arctg \left(\frac{h}{L} \right). \quad (5)$$

Развертывая в формулах (2), (3) суммы синусов и косинусов, и принимая допущение, что вследствие малости углов φ_1 и φ_2 :

$$\cos \varphi_1 \approx 1; \quad \sin \varphi_1 \approx \varphi_1; \quad \cos \varphi_2 \approx 1; \quad \sin \varphi_2 \approx \varphi_2,$$

найдем:

$$\varphi_1(y) = \frac{y}{l_1} \cdot \frac{\sin \varphi_{02}}{\sin(\varphi_{01} + \varphi_{02})}; \quad \varphi_2(y) = \frac{y}{l_2} \cdot \frac{\sin \varphi_{01}}{\sin(\varphi_{01} + \varphi_{02})}. \quad (6)$$

Дифференцируя эти выражения по времени, получим:

$$\dot{\varphi}_1(y) = \frac{\dot{y}}{l_1} \cdot \frac{\sin \varphi_{02}}{\sin(\varphi_{01} + \varphi_{02})}; \quad \dot{\varphi}_2(y) = \frac{\dot{y}}{l_2} \cdot \frac{\sin \varphi_{01}}{\sin(\varphi_{01} + \varphi_{02})}. \quad (7)$$

Для определения кинетической энергии системы воспользуемся методом заменяющих масс [7]. Распределим массы стрелы и рукояти по шарнирам обратно-пропорционально расстояниям от шарниров до центра масс звеньев (рисунок 2) и запишем:

$$T = \frac{1}{2} \left(m_C \dot{\varphi}_1^2 l_1^2 + m_D \dot{\varphi}_2^2 (l_2 + l_3)^2 + (m_B + m_D + m_3) \dot{y}^2 \right). \quad (8)$$

где m_B , m_D , m_C – заменяющие массы, сосредоточенные в соответствующих точках; m_3 – масса молота.

Подстановка соотношений (7) в зависимость (8) приводит к простому выражению кинетической энергии:

$$T = M \dot{y}^2 / 2, \quad (9)$$

где M – приведенная к молоту масса системы:

$$M = m_C \cdot \frac{\sin^2 \varphi_{02}}{\sin^2(\varphi_{01} + \varphi_{02})} + m_D \cdot \frac{\sin^2 \varphi_{01}}{\sin^2(\varphi_{01} + \varphi_{02})} \left(1 + \frac{l_3}{l_2}\right)^2 + m_B + m_D + m_3. \quad (10)$$

Для нахождения потенциальной энергии необходимо определить деформации упругих элементов. Из треугольника $AЕК$ следует, что при отсутствии колебаний перемещение штока гидроцилиндра стрелы составит:

$$s_{01} = \sqrt{l_4^2 + l_{AK}^2 - 2l_4l_{AK} \sin \varphi_{01}}, \quad (11)$$

а при колебаниях:

$$s_1 = \sqrt{l_4^2 + l_{AK}^2 - 2l_4l_{AK} \sin(\varphi_{01} + \varphi_1)}. \quad (12)$$

Аналогично, для гидроцилиндра перемещения рукоятки:

$$s_{02} = \sqrt{l_3^2 + l_{CH}^2 - 2l_3l_{CH} \cos(\varphi_{01} + \varphi_{02})}, \quad (13)$$

$$s_2 = \sqrt{l_3^2 + l_{CH}^2 - 2l_3l_{CH} \cos(\varphi_{01} + \varphi_{02} + \varphi_1 + \varphi_2)}. \quad (14)$$

Потенциальная энергия системы определится как:

$$\Pi = \frac{1}{2} (c_1 s_1^2 + c_2 s_2^2).$$

Учитывая в этом выражении зависимости (6), (12), (14), получим:

$$\Pi = c_1 (a_1 - b_1 y) + c_2 (a_2 - b_2 y), \quad (15)$$

где

$$a_1 = 0,5 (l_4^2 + l_{AK}^2) - l_4 l_{AK} \sin \varphi_{01}; \quad b_1 = \frac{l_4 l_{AK}}{l_1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \varphi_{02}}{\operatorname{tg} \varphi_{01} + \operatorname{tg} \varphi_{02}}; \quad (16)$$

$$a_2 = 0,5 (l_3^2 + l_{CH}^2) - l_3 l_{CH} \cos(\varphi_{01} + \varphi_{02}); \quad b_2 = \frac{l_3 l_{CH}}{l_1 l_2} (l_1 \sin \varphi_{01} + l_2 \sin \varphi_{02}). \quad (17)$$

Подставляя выражения для кинетической и потенциальной энергий в уравнение Лагранжа (1), получим уравнение движения манипулятора в виде:

$$M\ddot{y} = Q + (c_1 b_1 + c_2 b_2). \quad (18)$$

Обобщенная сила, стоящая в правой части этого уравнения, определяется законом изменения сил, действующих на корпус молота при его работе. Например, в гидравлическом молоте с позиционным управлением рабочего процесса этот закон имеет вид [8]:

при холостом ходе поршня после удара:

$$0 < t < t_x; \quad F_1 = p_n S_x - p_c S_p;$$

при торможении и разгоне поршня перед ударом:

$$t_x < t < T; \quad F_2 = -p_n (S_p - S_x),$$

где p_n , p_c – давление жидкости соответственно в напорной и сливной магистрали; S_x , S_p – рабочие площади соответственно камеры холостого и рабочего хода; T – время рабочего цикла молота.

В кривошипно-коромысловом молоте сила, действующая на его корпус, описывается зависимостью [9]:

$$\begin{aligned} 0 < t < t_1, & \quad F = 0; \\ t_1 < t < T, & \quad F = H \sin \mu(t - t_1), \end{aligned}$$

где H – амплитуда вынуждающей силы, Н; μ – круговая частота изменения силы, с^{-1} .

Для оценки правомерности принятых допущений по формулам (4)–(6) проведен расчет углов φ_1 и φ_2 в отбойной машине, созданной на базе экскаватора ЭО-2621. Из рисунка 2 следует, что углы наклона стрелы и рукоятки наибольшие, когда молот находится в крайнем левом положении, допускаемом конструкцией машины. При этом в экскаваторе ЭО-2621 расстояние L между креплением стрелы к базовой машине и инструментом молота составляет 2,66 м. Остальные исходные данные следующие: $l_1 = 2,6$ м, $l_2 = 1,76$ м, $l_3 = 0,54$ м, $l_4 = 0,67$ м, $l_{AK} = 2,1$ м, $l_{CH} = 1,7$ м, $h = 0,5$ м.

В результате расчетов получено: $\varphi_1(y) = 0,3347y$, $\varphi_2(y) = 0,4484y$.

Из практики следует, что амплитуда колебаний корпуса молота в этой машине не превышает 0,1 м. При такой амплитуде имеем:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= 0,03347; \quad \varphi_2 = 0,04484; \quad \varphi_1 + \varphi_2 = 0,07831; \\ \sin \varphi_1 &= 0,03346; \quad \sin \varphi_2 = 0,04482, \quad \sin(\varphi_1 + \varphi_2) = 0,07823; \\ \cos \varphi_1 &= 0,9994; \quad \cos \varphi_2 = 0,9990, \quad \cos(\varphi_1 + \varphi_2) = 0,9969. \end{aligned}$$

Расхождения между значениями углов и их синусами составляет сотые доли процента, а между единицей и косинусами углов – десятые доли процента. Это подтверждает правомерность принятых допущений, позволивших существенно упростить математическую модель динамики манипулятора.

Задачей дальнейших исследований является анализ этой модели и установление влияния различных факторов на динамические нагрузки в элементах манипулятора с целью разработки предложений по их уменьшению.

Список литературы

1. 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.
2. Муктарбекова Г.М. Предельные значения реакций в кинематических парах манипулятора отбойного агрегата // Современные техника и технологии в научных исследованиях. Материалы 6-й международной конференции молодых ученых. Бишкек: Научная станция РАН, 2014. С. 190-193.
3. Муктарбекова Г.М. Функции положения и передаточные функции звеньев манипулятора отбойного агрегата // Современные техника и технологии в научных исследованиях. Материалы 7-й международной конференции молодых ученых. Бишкек: Научная станция РАН, март 2014. С. 163-167.
4. Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М. Упругие характеристики гидромагистралей манипулятора экскаватора ЭО-2621 // Машиноведение. Вып. 2(6), Бишкек, 2017. С. 12-21.

5. Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М. Демпфирующие характеристики гидромагистралей манипулятора экскаватора ЭО-2621 // Машиноведение. Вып. 2(6), Бишкек, 2017. С. 22-28.
6. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин: Учеб. пособие для вузов. – М.: Наука, 1990. – 592 с.
7. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
8. Ураимов М., Султаналиев Б.С. Гидравлические молоты. – Бишкек: Илим, 2003. – 240 с.
9. 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.

References

1. Muktarbekova G.M. Influence of the position of the breaker unit on the maximum force of pressing the hammer to the treated surface // Modern technology and technology in research. Proceedings of the 5th International Conference of Young Scientists. Bishkek: Scientific Station of the Russian Academy of Sciences, 2013. P. 239-242.
2. Muktarbekova G.M. Limit values of reactions in the kinematic pairs of the fender assembly manipulator // Modern technology and technology in research. Materials of the 6th international conference of young scientists. Bishkek: Scientific Station of the Russian Academy of Sciences, 2014. P. 190-193.
3. Muktarbekova G.M. Functions of position and transfer functions of links of the fender unit // Modern equipment and technologies in scientific research. Proceedings of the 7th International Conference of Young Scientists. Bishkek: Scientific Station of the Russian Academy of Sciences, March 2014. P. 163-167.
4. Eremyants V.E., Rayymbekova G.M. Elastic characteristics of hydraulic lines of the excavator EO-2621 // Mashinovedenie. Issue 2 (6), Bishkek, 2017. P. 12-21.
5. Eremyants V.E., Rayymbekova G.M. Damping characteristics of hydraulic lines of excavator EO-2621 // Mashinovedenie. Issue 2 (6), Bishkek, 2017. P. 22-28.
6. Levitsky N.I. Theory of mechanisms and machines: Proc. manual for universities. – М.: Science, 1990. – 592 p.
7. Theory of mechanisms and machines: Proc. for high schools / K.V. Frolov, S.A. Popov, A.K. Musatov and others; Ed. K.V. Frolov. – М.: Higher school hours, 1987. – 496 p.
8. Uraimov M., Sultanaliev B.S. Hydraulic hammers. – Bishkek: Ilim, 2003. – 240 p.
9. 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.

Сведения об авторах:

Еремьянц Виктор Эдуардович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Механика», eremjants@inbox.ru	Eremyants Viktor Eduardovich – doctor of technical sciences, professor, professor of the Department of "Mechanics", eremjants@inbox.ru
Райымбекова Гульмира Муктарбековна – аспирант кафедры «Механика»	Rayymbekova Gulmira Muktarbekovna – postgraduate student, department of "Mechanics"
Кыргызско-Российский Славянский университет, г. Бишкек, Кыргызская Республика	Kyrgyz-Russian Slavic University, Bishkek, Kyrgyz Republic

Получена 23.06.2019