

УДК 622.271.3

## К РАЗРАБОТКЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МАНИПУЛЯТОРА ЭКСКАВАТОРА С НАВЕСНЫМ МОЛОТОМ

*В.Э. Еремяни, Г.М. Райымбекова*

Предложена динамическая модель отбойного агрегата, состоящего из базовой машины – экскаватора ЭО-2621, на манипулятор которого навешивается кривошипно-коромысловый молот МО-100, питающийся от гидросистемы экскаватора. Определена приведенная к молоту суммарная жесткость гидравлических систем, питающих гидроцилиндры манипулятора, и её зависимость от положения манипулятора. Приведены уравнения движения молота под действием реактивных сил.

*Ключевые слова:* отбойный агрегат; экскаватор; стрела; рукоять; кривошипно-коромысловый молот; динамическая модель; приведенная жесткость; колебания.

---

## ЭКСКАВАТОРДУН АСЫЛМА БАЛКА ОРНОТУЛГАН МАНИПУЛЯТОРУНУН ДИНАМИКАЛЫК ҮЛГҮСҮН ТҮЗҮҮ

*В.Э. Еремяни, Г.М. Райымбекова*

Бул макалада экскаватордун гидросистемасынан азыктануучу, ийримуунак – термелгичтүү МО-100 балкасы менен жабдылган манипулятору бар ЭО-2621 экскаватор базалык машинасынан турган уратуучу агрегаттын динамикалык үлгүсү сунушталды. Манипулятордун гидроцилиндрлерин азыктандыруучу гидравликалык системанын балкага келтирилген суммардык катуулугу жана анын манипулятордун жайгашуу орунуна көз карандылыгы аныкталды. Реактивдүү кучтөрдүн таасири менен балканын кыймылын теңдештирүү келтирилди.

*Түйүндүү сөздөр:* уратуучу агрегат; экскаватор; жебе; сап; ийримуунак – термелгичтүү балка; динамикалык үлгү; келтирилген катуулук; термелүү.

---

## TO THE DEVELOPMENT OF DYNAMIC MODEL OF EXCAVATOR MANIPULATOR WITH MOUNTED HAMMER

*V.E. Eremyants, G.M. Raiymbekova*

A dynamic model of a breaker assembly consisting of a basic machine – an EO-2621 excavator is proposed, on the manipulator of which a MO-100 crank-rocker hammer, powered by an excavator hydraulic system, is hung. The total stiffness of the hydraulic systems that feed the manipulator hydraulic cylinders reduced to the hammer, and its dependence on the position of the manipulator are determined. Equations of the motion of a hammer under the action of reactive forces are given.

*Keywords:* breaker assembly; excavator; boom, stick; crank-rocker hammer; dynamic model; reduced stiffness; vibrations.

В горной и строительной практике широкое применение получили отбойные агрегаты с гидравлическими молотами, навешиваемыми на манипулятор базовой машины. В качестве базовой машины чаще всего используют экскаваторы. При работе молота на звенья манипулятора действуют реактивные нагрузки, порождаемые внутренними процессами, протекающими в молоте. Эти нагрузки приводят к преждевременному износу и выходу из строя кинематических пар манипулятора, а в ряде случаев

и к полочкам их рукояти. Кроме этого, колебания корпуса молота оказывают влияние и на рабочие процессы в самом ударном механизме, что отражается на его производительности.

Обзор литературы показывает, что существует много работ, посвященных динамике манипуляторов роботов, оснащенных схватом для захвата и перемещения различных предметов в нужное место. Теория таких манипуляторов достаточно подробно изложена, например, в учебном пособии [1]. В то же время работ, посвященных динамике манипуляторов с навесными молотами, в открытой печати не найдено. Это затрудняет разработку мер по снижению динамических нагрузок в таких манипуляторах.

В настоящее время в большинстве отбойных агрегатов используются гидравлические и реже пневматические молоты, в которых поршень-ударник совершает возвратно-поступательное движение. В этом случае реактивные силы, действующие на корпус молота, и вызывающие его колебания, направлены вдоль продольной оси рабочего инструмента. Но в начале 2000-х гг. в Институте машиноведения НАН КР и НИЦ машиностроения им. С. Абдраимова были разработаны и успешно опробованы на практике кривошипно-коромысловые молоты МО-100 с гидравлическим приводом [2–6]. В них, в отличие от гидравлических и пневматических молотов, закон изменения реакций, действующих на корпус молота, более сложный и взаимодействие таких молотов с опорными устройствами ранее не изучалось.

В связи с этим, разработка модели колебаний звеньев манипулятора с кривошипно-коромысловым молотом под действием реактивных нагрузок, установление влияния различных факторов на динамические нагрузки, действующих на звенья, и разработка рекомендаций по их снижению является актуальной задачей.

В данной работе эта задача решается на примере использования кривошипно-коромыслового молота МО-100 на базе экскаватора ЭО-2621. Начало этих работ было положено в [7–10], где принималось, что масса базовой машины намного больше массы манипулятора с молотом и её можно считать абсолютно жестким и неподвижным основанием  $AE$  (рисунок 1, а). Стрела экскаватора и рукоять моделировались жесткими стержнями  $AC$  и  $BD$ , а гидроцилиндры стрелы и рукояти с их гидросистемами представлялись в виде упругих элементов  $EK$  и  $HD$  с коэффициентами продольной жесткости  $c_1$  и  $c_2$ . Исследования, проведенные в работе [8], показали, что эти коэффициенты мало зависят от вылета стрелы манипулятора и определяются в основном жесткостью гибких и жестких трубопроводов, соединяющих цилиндры с распределителем потоков жидкости. Гидроцилиндром поворота ковша пренебрегалось, вследствие малости давления в нем, а его масса включалась в массу рукояти.

Начальные положения стрелы и рукояти описывались углами  $\varphi_{01}$ ,  $\varphi_{02}$ , а их приращения при колебаниях – углами  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ . При этом принималось, что вследствие малости углов  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  можно принять [9, 10]:

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

В качестве обобщенной координаты принималось вертикальное перемещение молота  $y$ . Величины начальных углов  $\varphi_{01}$ ,  $\varphi_{02}$ , и их изменений при колебаниях зависят от положения манипулятора, которое определялось расстоянием от рабочего инструмента молота до поворотной колонки стрелы  $L$  (рисунок 1, а).

Формулы, связывающие начальные углы  $\varphi_{01}$ ,  $\varphi_{02}$  с расстоянием  $L$  и размерами звеньев манипулятора, приведены в работе [9] и имеют вид:

$$\varphi_{01} = \arccos\left(\frac{l_1^2 + d^2 - l_2^2}{2l_1d}\right) + \operatorname{arctg}\left(\frac{h}{L}\right); \quad d = \sqrt{h^2 + L^2}; \quad (1)$$

$$\varphi_{02} = \arccos\left(\frac{l_2^2 + d^2 - l_1^2}{2l_2d}\right) - \operatorname{arctg}\left(\frac{h}{L}\right). \quad (2)$$

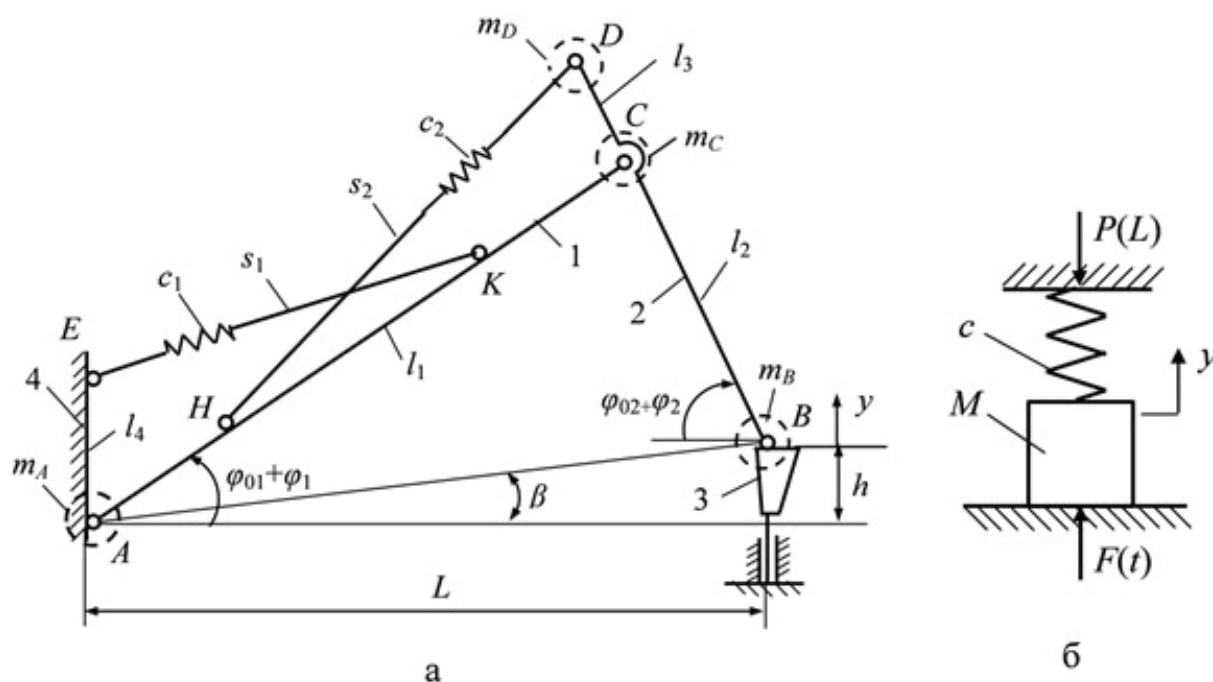


Рисунок 1 – Расчетная схема манипулятора отбойной машины для разрушения прочных покрытий и горных пород (а) и его динамическая модель (б): 1 – стрела; 2 – рукоятка; 3 – молот; 4 – базовая машина

При составлении уравнения движения рассматриваемой системы все её параметры: массы звеньев и коэффициенты их жесткости приводились к молоту. Динамическая модель представлялась в виде приведенной массы  $M$  (рисунок 1, б), связанной с неподвижной опорой упругим элементом с приведенным коэффициентом жесткости  $c$ . На массу действует вынуждающая сила, зависящая от времени  $F(t)$  и усилие предварительного поджатия, зависящее от положения манипулятора  $P(L)$ .

Приведение масс осуществлялось на основе сохранения кинетической энергии всей системы, а приведенный коэффициент жесткости – из условия сохранения потенциальной энергии всех гидромагистралей. При этом для составления уравнения движения использовалось уравнение Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial \Pi}{\partial y} = F(t), \quad (3)$$

где  $T$  – кинетическая энергия системы, Дж;  $\Pi$  – потенциальная энергия, Дж;  $t$  – время, с;  $y$  – обобщенная координата, м;  $F(t)$  – обобщенная сила, действующая на молот, Н.

Кинетическая энергия определялась по формуле:

$$T = 0,5M\dot{y}^2, \quad (4)$$

где  $M$  – приведенная к молоту общая масса манипулятора с молотом, кг.

Поскольку звенья манипулятора имеют сложную конфигурацию, для определения обобщенной массы использовался метод заменяющих масс. При этом вначале находились центры тяжести всех звеньев манипулятора: стрелы, рукояти, гидроцилиндров. Затем масса каждого звена распределялась по его шарнирам (точки  $A, E, B, C, D$  на рисунке 1, а) обратно пропорционально расстоянию от центра

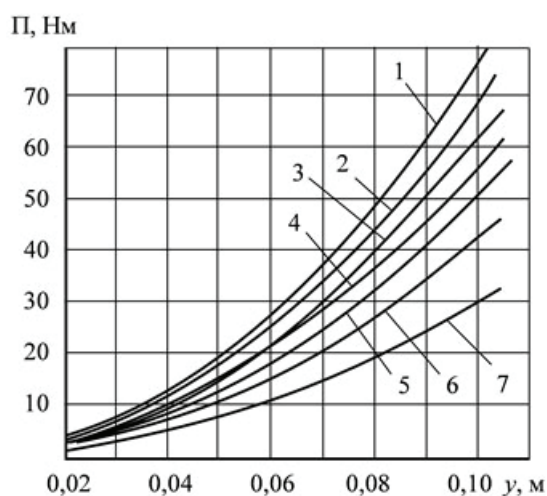


Рисунок 2 – Диаграммы зависимости потенциальной энергии деформации гидромагистралей цилиндров от обобщенной координаты при различных положениях инструмента  $L$ , равных:  
 1 – 2,66 м; 2 – 3,11; 3 – 3,41; 4 – 3,56; 5 – 3,71; 6 – 3,86; 7 – 4,01 м

масс до шарнира, затем находились кинетические энергии этих масс и их сумма  $T$ . После этого из формулы (4) определялась приведенная масса. В результате было получено:

$$M = m_C \cdot \frac{\sin^2 \varphi_{02}}{\sin^2(\varphi_{01} + \varphi_{02})} + m_D \cdot \frac{\sin^2 \varphi_{01}}{\sin^2(\varphi_{01} + \varphi_{02})} \left(1 + \frac{l_3}{l_2}\right)^2 + m_B + m_D + m_3, \quad (5)$$

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

При отсутствии предварительного прижатия молота к инструменту потенциальная энергия рассматриваемой системы определится как:

$$П = 0,5cy^2, \quad (6)$$

где  $c$  – приведённый к молоту коэффициент жесткости гидромагистралей стрелы и рукояти, Н/м.

Приведённый коэффициент жесткости, как и приведенная масса, зависит от положения звеньев манипулятора и определяется из условия сохранения неизменной суммы потенциальных энергий деформаций гидромагистралей стрелы и рукояти:

$$c = \frac{2}{y^2} \left[ c_1 s_{01}^2 \left(1 - 0,5B_1 y - \sqrt{1 - B_1 y}\right) + c_2 s_{02}^2 \left(1 + 0,5B_2 y - \sqrt{1 + B_2 y}\right) \right], \quad (7)$$

где  $c_1, c_2$  – коэффициенты жесткостей соответственно гидромагистралей привода стрелы и рукояти, Н/м;  $s_{01}, s_{02}$  – расстояния между опорными шарнирами гидроцилиндров  $EK$  и  $HD$  (рисунок 1, а) в начальном положении стрелы и рукояти, м.

$$s_{01} = \sqrt{l_4^2 + l_{AK}^2 - 2l_4 l_{AK} \sin \varphi_{01}}; \quad s_{02} = \sqrt{l_3^2 + l_{CH}^2 - 2l_3 l_{CH} \cos(\varphi_{01} + \varphi_{02})},$$

$$B_1 = \frac{2l_4 l_{AK}}{l_1 s_{01}^2} \cos \varphi_{01} \sin \varphi_{02}; \quad B_2 = \frac{2l_3 l_{CH}}{l_2 s_{02}^2} (l_1 \sin \varphi_{01} + l_2 \sin \varphi_{02}).$$

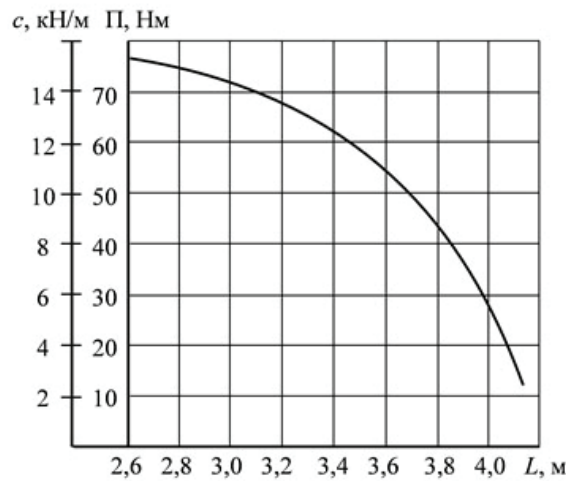


Рисунок 3 – Графики зависимостей потенциальной энергии деформации и приведенного коэффициента жесткости гидромагистралей от положения инструмента относительно поворотной колонки стрелы

Таблица 1 – Значения минимального и максимального усилий прижатия молота с инструментом к обрабатываемой поверхности

Положение молота, L, м	2,66	3,16	3,48	4,0	4,16
$P_{max}$ , Н	26850	25560	24800	23700	23400
$P_{min}$ , Н	699	673	661	650	649

Графики зависимости потенциальной энергии рассматриваемой системы от обобщенной координаты  $y$ , показаны на рисунке 2.

Расчеты показывают, что изменение обобщенной координаты  $y$  от нуля до 100 мм приводит к незначительному изменению приведенного коэффициента жесткости системы. Отклонение от среднего значения, полученного при  $y$ , равном 5 мм, не превышает 1 %. Но этот коэффициент существенно зависит от расстояния инструмента до поворотной колонки стрелы манипулятора  $L$ . На рисунке 3 приведены графики зависимости потенциальной энергии и приведенного к молоту коэффициента жесткости всей системы от расстояния  $L$ .

Из них следует, что рациональной зоной расположения рабочего инструмента является зона от 2,7 до 3,8 м. При большем удалении инструмента от опоры стрелы приведенный коэффициент жесткости манипулятора резко уменьшается, что приведет к увеличению колебаний всех звеньев манипулятора и молота, что нежелательно.

Обработка графика  $c(L)$ , представленного на рисунке 3, показывает, что в диапазоне изменения расстояния  $L$  от 2,7 до 3,8 м приведенный коэффициент жесткости манипулятора с погрешностью, не превышающей  $\pm 1$  %, может быть описан формулой:

$$c = 15300 - 4600(L - 2,6)^2. \tag{8}$$

В работе [7] определены максимальные усилия прижима молота с инструментом к обрабатываемой поверхности  $P$  в различных положениях манипулятора. Под максимальными понимаются усилия, соответствующие положению, при котором отбойный агрегат опирается на две точки: рабочий инструмент и бульдозерный отвал. Результаты работы [7] представлены в таблице 1.

За минимальное усилие прижатия молота к инструменту принимается усилие, при котором на молот действует сила его тяжести, а также составляющие силы тяжести стрелы и рукояти, которые зависят от положения молота. Эти силы для различных положений также представлены в таблице 1.

В интервале изменения параметра  $L$  от 2,7 до 3,8, зависимости  $P_{\max}(L)$  и  $P_{\min}(L)$  близки к линейным, и с погрешностью, не превышающей 0,5 % могут быть описаны зависимостями:

$$P_{\max} = 33000 - 2320L ; \quad (9)$$

$$P_{\min} = 800 - 40L . \quad (10)$$

С учетом предварительной деформации гидромагистралей полная потенциальная энергия звеньев манипулятора запишется в виде:

$$\Pi(y) = 0,5c(y + \delta)^2 , \quad (11)$$

где  $\delta = P / c$ .

Подставляя выражения (4), (11) в уравнение Лагранжа (3), получим следующее уравнение движения молота:

$$M\ddot{y} + cy = F(t) - P(L) . \quad (12)$$

Решение этого неоднородного уравнения зависит от вида функции вынуждающей нагрузки  $F(t)$ . Для её определения необходимо провести силовой анализ кривошипно-коромыслового механизма. Это является задачей дальнейшей работы.

Таким образом, в данной работе предложена и обоснована динамическая модель манипулятора отбойного агрегата с навесным молотом, которая позволит в дальнейшем провести исследование процесса колебаний звеньев манипулятора в процессе работы молота, определить влияние различных факторов на динамические нагрузки в них, и разработать рекомендации по снижению этих нагрузок.

#### Литература

1. Филонов И.П. Теория механизмов, машин и манипуляторов / И.П. Филонов, П.П. Анципорович, В.К. Акулич. Мн.: Дизайн ПРО, 1998. 656 с.
2. Касымалиев Б.М. Механический молот переменной структуры с гидроприводом вращательного движения / Б.М. Касымалиев, М.У. Аракеев // Машиноведение: сб. научн. тр. Вып. 2. Бишкек: Илим, 2000. С. 127–130.
3. Еремьянц В.Э. Анализ динамики кривошипно-коромыслового молота с гидроприводом и выбор его параметров / В.Э. Еремьянц, Б.М. Касымалиев, Т.В. Атнагулов // Матер. 3-й межд. конф. «Проблемы механики современных машин». Том 2. Улан-Удэ: Изд. ВСГТУ, 2006. С. 3–6.
4. Касымалиев Б.М. К разработке механического молота МО-100 с гидроприводом на основе механизма переменной структуры / Б.М. Касымалиев // Вестник КГУСТА. Вып. 2(24). Бишкек, 2009. С. 66–70.
5. Еремьянц В.Э. Влияние жесткости механизма прижима на колебания корпуса ударного механизма МО-10 / В.Э. Еремьянц, А. Арстанбек // Вестник КРСУ. 2017. Т. 17. № 5. С. 15–19.
6. Еремьянц В.Э. К обоснованию модели взаимодействия корпуса ударного механизма с инструментом / В.Э. Еремьянц, А. Арстанбек // Вестник КРСУ. 2017. Т. 17. № 12. С. 63–66.
7. Муктарбекова Г.М. Влияние положения манипулятора отбойного агрегата на максимальное усилие прижатия молота к обрабатываемой поверхности // Современные техника и технологии в научных исследованиях / Г.М. Муктарбекова // Матер. 5-й межд. конф. молодых ученых. Бишкек: Научная станция РАН, 2013. С. 239–242.
8. Еремьянц В.Э. Упругие характеристики гидромагистралей манипулятора экскаватора ЭО-2621 / В.Э. Еремьянц, Г.М. Райымбекова // Машиноведение. Вып. 2(6). Бишкек, 2017. С. 12–21.
9. Еремьянц В.Э. Динамическая модель манипулятора отбойной машины / В.Э. Еремьянц, Г.М. Райымбекова // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. СПб.: СПбФ НИЦ МС. 2019. № 3. С. 7–13.
10. Еремьянц В.Э. Математическая модель колебаний манипулятора отбойной машины с кривошипно-коромысловым молотом / В.Э. Еремьянц, Г.М. Райымбекова // Машиноведение. 2019. №1(9). С. 12–20.