

УДК.622.271.3

**УРАТУУЧУ МАШИНАНЫН МАНИПУЛЯТОРУНУН
АБАЛЫНЫН, АНЫН НЕГИЗГИ ИШТӨӨЧҮ
ОРГАНЫНА КЕЛТИРИЛГЕН МАССАСЫНА
БОЛГОН ТААСИРИ**

**ВЛИЯНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ МАНИПУЛЯТОРА
ОТБОЙНОГО АГРЕГАТА НА ЕГО МАССУ,
ПРИВЕДЕННУЮ К РАБОЧЕМУ ОРГАНУ**

**INFLUENCE OF THE POSITION OF THE BREAKING
MACHINE MANIPULATOR ON ITS WEIGHT,
REDUCED TO THE WORKING BODY**

Г. М. Райымбекова

Негизги машинасы экскаватор ЭО – 2621 болгон, манипуляторуна ийримунактуу – термелгичтүү балкасы менен жабдуулган уратуучу агрегаттын динамикалык модели каралды. Иштөөчү аспапка келтирилген массанын эсеби, манипулятордун сегиз абалы үчүн – айлантма колонкасынан иштетилүүчү катмарга болгон 2,66 м-ден 3,71 м-ге чейинки аралыкка өткөрүлдү. Манипулятордун жана сокмо балканын келтирилген массалары так жана болжолдуу туюнтмалар аркылуу табылып, каталыгы пайыз аркылуу берилген. Андан сырткары, негизги иштөөчү жабдыкка келтирилген массанын манипулятордун абалына болгон таасири каралган. Алынган жыйынтыктар манипулятордун динамикалык моделин ийкемсиздиги өзгөрүлмө коэффициентти бар серпилгич элемент аркылуу бир массалуу системасы катары кабыл алууга мүмкүн кылат.

Рассмотрена динамическая модель отбойного агрегата, состоящего из базовой машины – экскаватора ЭО-2621, на манипулятор которого навешивается кривошипно-коромысловый молот МО-100. Расчет массы, приведенной к рабочему инструменту, производился для восьми положений манипулятора в зоне достижимости инструмента от 2,66 до 3,71 м от поворотной колонки, когда он опирается на обрабатываемую поверхность. Приведенные массы манипулятора с молотом МО-100 при его различных положениях рассчитаны по точной и приближенным формулам, приведена оценка погрешности приближенной формулы в процентах. Установлена зависимость приведенной массы манипулятора к рабочему органу от положения манипулятора. Полученные результаты позволяют представить динамическую модель манипулятора в виде одностепенной системы с переменной массой, связанной с опорой через упругий элемент с переменным коэффициентом жесткости.

A dynamic model of a hammer unit is considered, consisting of a base machine – an EO-2621 excavator, on the manipulator of which a MO-100 crank-rocker hammer is hung, is given. The calculation of the reduced mass to the working tool was carried out for eight positions of the manipulator in the reach of the tool from 2.66

to 3.71 m from the turntable, when it rests on the work surface. The reduced mass of the manipulator with the MO-100 hammer at its various positions was calculated according to the exact and approximate formulas, and the estimate of the error of the approximate formula in percent is given. And also the dependence of the reduced mass of the manipulator to the working body on the position of the manipulator was established. The results obtained make it possible to represent the dynamic model of the manipulator in the form of a single-mass system with variable mass connected to the support through an elastic element with a variable stiffness coefficient.

Түйүн сөздөр: уратуучу машина; экскаватор; жебе; сап; ийри муунактуу-термелгичтүү балка; динамикалык модели; келтирилген масса.

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

Keywords: breaking machine; excavator; arrow; handle; crank-rocker hammer; dynamic model; reduced mass.

В Инженерной академии КР и Институте машиноведения и автоматики НАН КР ведутся работы по созданию кривошипно-коромысловых ударных механизмов различного назначения. В числе этих механизмов был создан молот МО-100, предназначенный для разрушения железобетонных покрытий, твердых грунтов и горных пород. Этот молот навешивается вместо ковша на манипуляторе экскаватора-бульдозера ЭО-2621 и питается от гидравлической системы экскаватора. Полученная таким образом машина представляет собой отбойный агрегат.

Эксплуатация этого отбойного агрегата, как и других агрегатов, оснащенных молотами различного принципа действия, показала, что использование молотов на экскаваторах приводит к быстрому износу шарниров манипулятора, его гидроцилиндров, а в ряде случаев и к разрушению стрелы или рукояти манипулятора. Очевидно, что это происходит из-за больших динамических нагрузок, действующих на элементы манипулятора из-за колебаний, возникающих при работе ударного механизма. В связи с этим актуальны определение этих нагрузок и разработка мероприятий по их устранению или уменьшению.

Эта задача может быть решена на основе моделирования колебаний манипулятора, что, в свою очередь, определяет необходимость разработки динамической модели манипулятора. Начало данной работе было положено в работах [1–4], 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 жёсткими 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 .

Начальные положения стрелы и рукояти описывались углами φ_{01} , φ_{02} , а их приращения при колебаниях – углами φ_1 , φ_2 . При этом принималось, что вследствие малости углов φ_1 , φ_2 можно принять [5]:

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

В качестве обобщенной координаты принималось вертикальное перемещение молота y . Величины начальных углов φ_{01} , φ_{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).

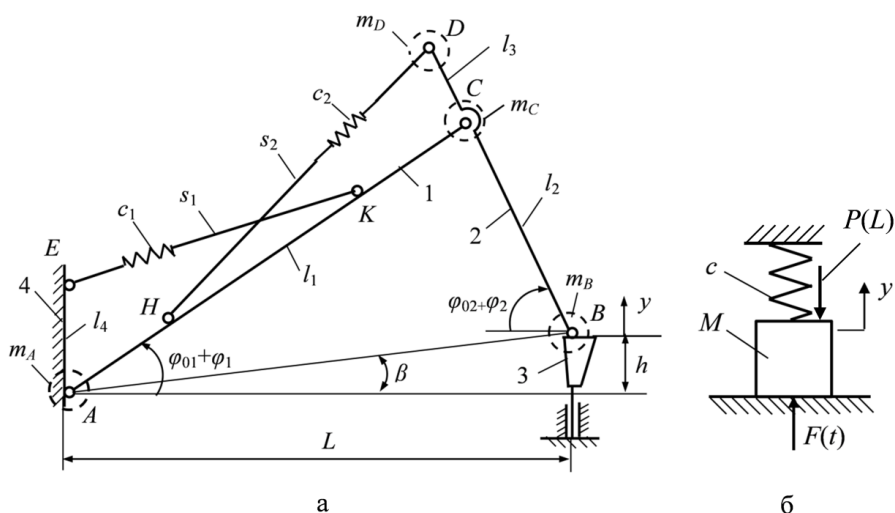


Рисунок 1 – Расчетная схема манипулятора отбойной машины для разрушения прочных покрытий и горных пород (а) и его динамическая модель (б): 1 – стрела; 2 – рукоять; 3 – молот; 4 – базовая машина

Формулы, связывающие начальные углы φ_{01} , φ_{02} с расстоянием L и размерами звеньев манипулятора, приведены в работе [5] и имеют вид:

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

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

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 действуют 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; Π – 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 [6]. 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 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 определении приведенной массы M массы гидроцилиндров манипулятора и тяги поворота ковша распределялись по соответствующим шарнирам. Так, масса гидроцилиндра стрелы распределялась между точками E и K , масса гидроцилиндров рукояти – между точками H и D , гидроцилиндр ковша – между точками D и B и масса тяги поворота ковша распределялась между точками O и T (рисунок 1 а).

Заменяющая масса m_C в формуле (5) состоит из распределенных четырех масс, массы гидроцилиндров стрелы и двух гидроцилиндров рукояти, а также собственной массы стрелы (рисунок 1 а.):

$$m_C = m_{C1} + m_{CK} + 2m_{CH}. \quad (6)$$

Заменяющая масса m_B складывается из четырех распределенных по шарнирам масс, массы элементов стрелы, гидроцилиндра ковша, тяги ковша и самой рукояти:

$$m_B = m_{B1} + m_{BO} + m_{BC} + m_{BN}. \quad (7)$$

Составляющая приведенной массы m_D состоит из пяти распределенных по точкам соединения масс, массы двух гидроцилиндров рукояти, гидроцилиндра ковша, распределенной массы стрелы, массы тяги поворота ковша и распределенной массы приходящей от рукояти:

$$m_D = m_{D1} + m_{DN} + m_{DC} + m_{DO} + 2m_{D2}. \quad (8)$$

Для определения заменяющих масс в выражениях (4–6) массы соответствующих элементов распределялись по шарнирам обратно пропорционально расстояниям от шарниров до центра масс звеньев, т.е.

$$\begin{aligned} m_{C1} &= m_1 \cdot l_{q1A} / l_1; & m_{CK} &= m_K \cdot l_{AK} / l_1; \\ m_O &= m_9 \cdot l_{q9Y} / l_9; & m_{BC} &= m_C \cdot l_{DC} / l_2; \\ m_H &= m_6 \cdot l_{q6D} / l_2; & m_N &= m_8 \cdot l_{q8Y} / l_3; \\ m_{BN} &= m_N \cdot l_{ND} / l_9; & m_T &= m_{10} \cdot l_{q10Y} / l_{10}, \end{aligned}$$

где m_{CI} , m_O , $m_{BI}...$ – заменяющие массы, сосредоточенные в соответствующих точках, кг; l_{q1A} , l_{q2B} , $l_{q5E}...$ – расстояния от точки шарниров до центра масс по оси соответствующего звена, м; s_1 , s_2 , $s_3...$ – длины соответствующих гидроцилиндров со штоками, м.

Расчет приведенной массы к рабочему инструменту производился для восьми положений манипулятора в зоне достижимости инструмента от 2,66 до 3,71 м от поворотной колонки, когда он опирается на обрабатываемую поверхность.

Подставляя исходные данные в формулы заменяющих масс (6), (7), (8), были рассчитаны по формуле (5) приведенные массы для восьми положений манипулятора. Их значения приведены в Таблице 1.

Таблица 1 – Значения приведенной массы манипулятора с молотом МО-100 при его различных положениях, рассчитанные по различным формулам и оценка погрешности приближенной формулы (9) в процентах

L , м	2,66	2,81	2,96	3,11	3,26	3,41	3,56	3,71
M , кг Формула (5)	1042,65	1028,09	1014,28	1001,16	988,65	976,71	965,28	954,32
M , кг Формула (9)	1040,56	1027,96	1015,36	1002,76	990,16	977,56	964,96	952,36
δ , %	–0,20	–0,01	+0,11	+0,16	+0,15	+0,09	–0,03	–0,20

Анализ этих данных показывает, что в рассматриваемом диапазоне изменения расстояния L зависимость приведенной массы от этого расстояния может с погрешностью, не превышающей $\pm 0,2$ %, описываться линейной зависимостью вида:

$$M = 1264 - 84L. \quad (9)$$

Проведенный анализ показал, что при изменении расстояния от рабочего инструмента молота до поворотной колонки манипулятора от 2,66 до 3,71 м приведенная масса манипулятора с молотом меняется всего на 8,5 %, т.е. незначительно. При массе молота МО-100, равной 450 кг, приведенная масса манипулятора без молота изменяется от 593 до 504 кг, т.е. на 15 %.

Таким образом, полученные результаты позволяют представить динамическую модель манипулятора в виде одномассовой системы с переменной массой, связанной с опорой через упругий элемент

с переменным коэффициентом жесткости. Кроме того, такая динамическая модель позволит проводить анализ динамики манипулятора отбойной машины с кривошипно-коромысловым молотом и разрабатывать рекомендации по наилучшим зонам работы отбойной машины и по усилиям прижима молота к инструменту, обеспечивающим наименьшие нагрузки на звенья манипулятора.

Литература

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. Еремьянц, В.Э., Райымбекова, Г.М. Демпфирующие характеристики гидромагистралей манипулятора экскаватора ЭО-2621 // Машиноведение. Вып. 2(6), Бишкек, 2017. – С. 22–28.
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. Динамическая модель манипулятора отбойной машины // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – Санкт-Петербург: СПбФ НИЦ МС. № 3, 2019. – С. 7–13.
6. Теория механизмов и машин: Учебник для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.