

УДК 622.271.3

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКТИВНЫХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА МАНИПУЛЯТОР ЭКСКАВАТОРА ЭО-2621 С НАВЕСНЫМ МОЛОТОМ МО-100

*В.Э. Еремяни, Г.М. Райымбекова*

Определены силы инерции, возникающие в кривошипно-коромысловом молоте МО-100 при его работе. С использованием методов кинестатики получены формулы для расчета реактивных сил, действующих на корпус молота и манипулятор базовой машины. Показано, что суммарный импульс сил, действующий на манипулятор в горизонтальном направлении, пренебрежимо мал, а импульс сил, действующий в вертикальном направлении, может быть аппроксимирован синусоидальной функцией. Полученные результаты позволяют перейти к анализу колебаний манипулятора при работе молота с целью поиска путей снижения динамических нагрузок в его звеньях.

*Ключевые слова:* экскаватор; манипулятор; кривошипно-коромысловый молот; силы инерции; реакции; импульсы сил; колебания.

---

## ЭО-2621 ЭКСКАВАТОРУНУН АСЫЛМА МО-100 БАЛКА ОРНОТУЛГАН МАНИПУЛЯТОРУНА ТААСИР БЕРҮҮЧҮ РЕАКТИВДҮҮ КҮЧТӨРДҮ АНЫКТОО

*В.Э. Еремяни, Г.М. Райымбекова*

МО-100 ийримуунак-термелгичтүү балканын иштөө учурунда келип чыккан инерциялык күчтөр аныкталды. Кинестатика методу аркылуу балканын корпусуна жана негизги машинанын манипуляторуна таасир берүүчү реактивдүү күчтөрдүн формуласы алынды. Манипуляторго туурасынан таасир берүүчү күчтөрдүн суммардык импульсу кабыл алаарлык аз, ал эми туурасынан таасир эткен күч импульсун синусоидалык функция аркылуу аппроксимациялоо мүмкүн экендиги көрсөтүлдү. Алынган жыйынтыктар звенордогу динамикалык жүктү төмөндөтүү жолдорун издөө максатында, балка иштеп жаткан учурдагы манипулятордун термелүүсүнө талдоо жүргүзүүгө мүмкүндүк берет.

*Түйүндүү сөздөр:* экскаватор; манипулятор; ийримуунак-термелгичтүү балка; инерция күчү; реакциялар; күч импульсу; термелүү.

---

## DETERMINATION OF REACTIVE FORCES ACTING ON THE EXCAVATOR MANIPULATOR EO-2621 WITH HALF HAMMERS MO-100

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

The inertia forces arising in the crank-rocker hammer MO-100 during its operation are determined. Using kinetic-static methods, formulas for calculating the reactive forces acting on the hammer body and the manipulator of the base machine are obtained. It is shown that the total force momentum acting on the manipulator in the horizontal direction is negligible, and the force momentum acting in the vertical direction can be approximated by a sinusoidal function. The results obtained allow us to proceed to the analysis of manipulator vibrations during the hammer operation with the aim of finding ways to reduce dynamic loads in its links.

*Keywords:* excavator; manipulator; crank-rocker hammer; inertia forces; reactions; force impulses; oscillations.

В начале 2000-х годов в Институте машиноведения НАН КР совместно с Инженерной академией КР был создан кривошипно-коромысловый молот МО-100, предназначенный для разрушения крепких

горных пород и твердых покрытий [1, 2]. Он навешивался на манипулятор экскаватора ЭО-2621 вместо ковша, и питался от гидравлической системы экскаватора. Энергия удара молота составляла 1000 Дж при частоте ударов 5 Гц.

Конструктивная схема молота представлена на рисунке 1, а его кинематическая схема – на рисунке 2. Ударный механизм состоит из кривошипа 1, шатуна 2 и коромысла 3. При вращении кривошипа коромысло, совершая качательные движения, наносит удары по инструменту в момент, когда все кинематические пары механизма  $A, B, D, C$  располагаются на одной прямой (рисунок 2).

Это положение названо «особым», поскольку в нем коромысло как бы теряет связь с кривошипом и может далее вращаться как по часовой стрелке, так и против неё. Иными словами, после удара коромысло имеет возможность изменять направление движения, отскакивая от инструмента. Кроме этого, в «особом положении» коромысло обладает наибольшей кинетической энергией, которая может быть передана в инструмент.

Для возникновения особого положения длины звеньев механизма должны удовлетворять некоторым определенным условиям. В рассматриваемом механизме это условие следующее:

$$l_1 + l_2 = l_0 + l_3,$$

где  $l_1, l_2, l_3$  – соответственно длины кривошипа, шатуна и коромысла, м;  $l_0$  – расстояние между опорами кривошипа и коромысла, м.

В предшествующие годы молот МО-100 успешно прошел промышленную проверку при эксплуатации на различных строительных объектах республики. Были проведены теоретические исследования динамики его рабочих процессов [3] и лабораторные исследования влияния параметров гидропривода на работу молота [4]. Вместе с этим, практически не уделялось должного внимания влиянию динамических нагрузок, возникающих при работе молота, на долговечность звеньев манипулятора базовой машины. Хотя практика эксплуатации отбойного агрегата с этим молотом показывала, что это влияние существенно.

Ранее было исследовано взаимодействие кривошипно-коромыслового ударного механизма с упругим опорным устройством на примере механизма МО-10 для очистки внутренних поверхностей угольных бункеров [5]. Однако в этом случае корпус ударного механизма совершал угловые колебания, а параметры упругого устройства оставались постоянными.

В случае установки молота на манипулятор экскаватора при его работе происходят линейные колебания корпуса, вызывающие колебания звеньев манипулятора. При этом приведенная масса и упругость опорного устройства являются переменными величинами, зависящими от положения звеньев манипулятора [6]. В работах [7–9] предложена динамическая модель манипулятора экскаватора ЭО-2621 с навесным молотом МО-100, но в ней остается неизвестной закономерность изменения реактивной силы, действующей на корпус молота, и вызывающей колебания звеньев манипулятора. Определение этой закономерности и является задачей настоящей работы.

Решение поставленной задачи было начато с определения инерционных сил, действующих на звенья ударного механизма в процессе его работы. При этом принималось, что вследствие малости массы, размеров и ускорений кривошипа и шатуна по сравнению с коромыслом, силами инерции, действующими на кривошип и шатун, можно пренебречь. Силы инерции, действующие на коромысло, определялись как:

$$P_u^n = m_3 \omega_1^2 u_{31}^2 l_s; \quad P_u^\tau = m_3 \omega_1^2 u_{31}' l_s; \quad M_u = I_3 \omega_1^2 u_{31}'. \quad (1)$$

где  $P_u^n, P_u^\tau$  – нормальная и тангенциальная составляющие силы инерции коромысла, Н;  $M_u$  – момент инерции коромысла относительно его оси вращения, Нм;  $m_3$  – масса коромысла, кг;  $\omega_1$  – угловая скорость кривошипа,  $\text{с}^{-1}$ ;  $u_{31}, u_{31}'$  – передаточные функции первого и второго порядка от коромысла к кривошипу;  $I$  – момент инерции коромысла,  $\text{кгм}^2$ ;  $l_s$  – расстояние от оси вращения коромысла до его центра масс, м.

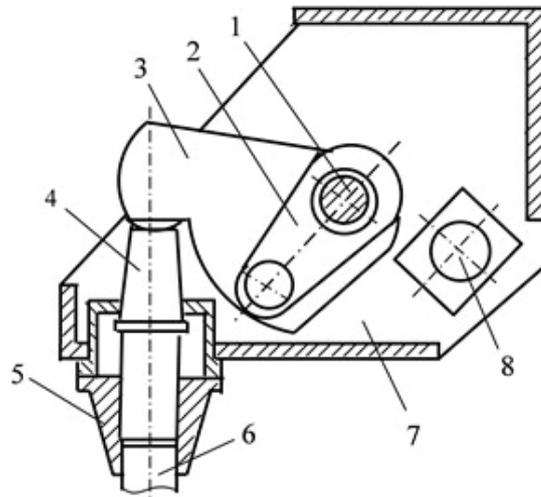


Рисунок 1 – Конструктивная схема ударной системы молота МО-100: 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – коромысло, 4 – волновод, 5 – буска, 6 – инструмент, 7 – корпус, 8 – гидродвигатель

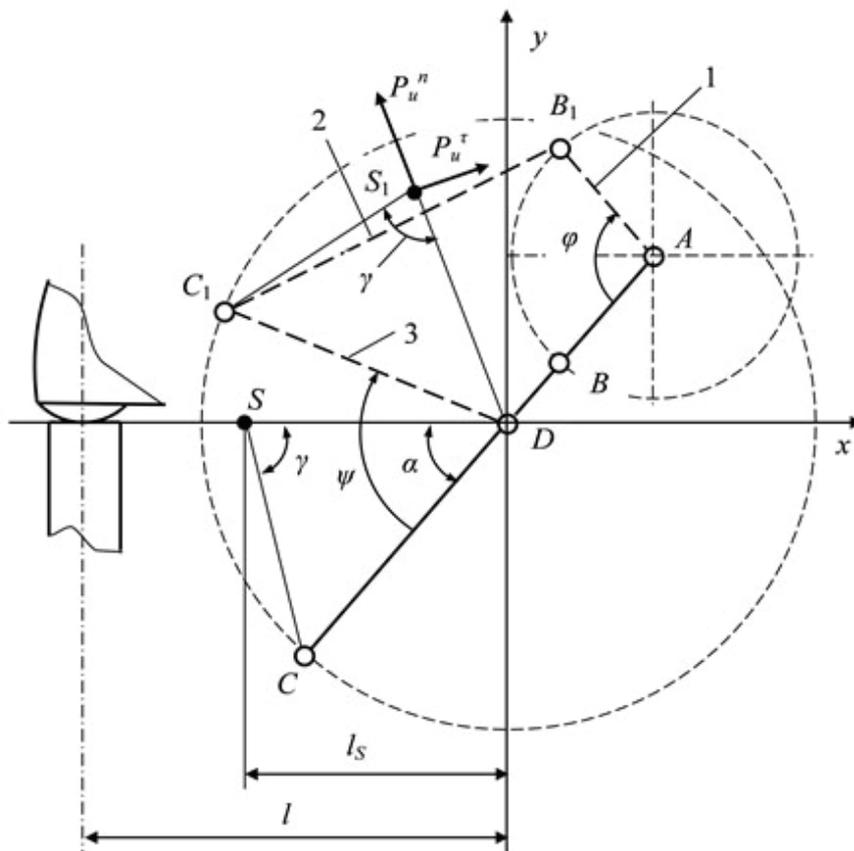


Рисунок 2 – К определению реакций в кинематических парах ударного механизма:  
1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – коромысло

Функции положения звеньев кривошипно-коромыслового механизма  $\psi$ ,  $\beta$  и передаточные функции находились по известным формулам [10]:

$$\psi = \pi - \operatorname{arctg} \left[ \frac{\sin \varphi}{\lambda_0 - \cos \varphi} \right] - \arccos \left[ \frac{\lambda_3^2 - \lambda_2^2 + \lambda_0^2 + 1 - 2\lambda_0 \cos \varphi}{2\lambda_3 \sqrt{1 + \lambda_0^2 - 2\lambda_0 \cos \varphi}} \right]; \quad (2)$$

$$\beta = \arccos \left[ \frac{\lambda_2^2 - \lambda_3^2 + \lambda_0^2 + 1 - 2\lambda_0 \cos \varphi}{2\lambda_2 \sqrt{1 + \lambda_0^2 - 2\lambda_0 \cos \varphi}} \right] - \operatorname{arctg} \left[ \frac{\sin \varphi}{\lambda_0 - \cos \varphi} \right]; \quad (3)$$

$$u_{31} = \frac{1}{d} \left[ 1 - \lambda_0 + 2\lambda_0 \sin^2(\varphi/2) + \frac{[2\lambda_0 \sin^2(\varphi/2) + \lambda_2(\lambda_0 - 1)] \cos(\varphi/2)}{\sqrt{(\lambda_2 \lambda_3 / \lambda_0) - \sin^2(\varphi/2)}} \right]; \quad (4)$$

$$u'_{31} = - \frac{\sin(\varphi/2)}{4(a - y^2)^2} \left[ by + \frac{[g + 2(c - a)]y^4 + g(c - 3a)y^2 + acg}{\sqrt{(g + y^2)^3}} \right], \quad (5)$$

где  $\lambda_0 = l_0 / l_1$ ;  $\lambda_2 = l_2 / l_1$ ;  $\lambda_3 = l_3 / l_1$ ;

$l_1, l_2, l_3$  – длины кривошипа, шатуна и коромысла, м;  $l_0$  – расстояние между опорами кривошипа и коромысла, м:

$$d = 1 + \lambda_0^2 - 2\lambda_0 \cos \varphi; \quad y = \cos(\varphi/2);$$

$$b = \frac{1 - \lambda_0^2}{2\lambda_0}; \quad g = \frac{\lambda_2 \lambda_3}{\lambda_0} - 1; \quad a = \frac{(\lambda_0 + 1)^2}{4\lambda_0}; \quad c = \frac{\lambda_2(\lambda_0 - 1)}{2\lambda_0} + 1.$$

На рисунке 3 представлены графики зависимости инерционных сил от угла поворота кривошипа для рассматриваемого механизма с параметрами:

$$l_1 = 48, l_2 = 150 \text{ мм}, l_3 = 120 \text{ мм}, l_0 = 78 \text{ мм}, l_s = 106 \text{ мм}, \alpha = 50^\circ,$$

$$\lambda_0 = 1,625, \lambda_2 = 3,125, \lambda_3 = 2,5,$$

$$m_3 = 35,2 \text{ кг}, I = 0,737 \text{ кгм}^2, \omega_1 = 31,416 \text{ с}^{-1}.$$

Из этих графиков следует, что при изменении угла поворота кривошипа от нуля до 300 градусов силы инерции пренебрежимо малы и действуют, в основном, в конце поворота кривошипа на интервале от 270 до 360 градусов, когда происходит разгон коромысла перед ударом.

Для определения реакций в кинематических парах рассмотрим схему, представленную на рисунке 4. Для того чтобы в опоре коромысла не возникало ударных реакций, центр масс коромысла (точка  $S$ ) должен лежать на линии, соединяющей ось вращения коромысла с точкой его контакта с инструментом на определённом расстоянии  $l_s$  от оси вращения. Эта точка в теоретической механике получила название центра удара.

Выделим из механизма группу Ассур, состоящую из звеньев 2 и 3. Приложим к звену 3 нормальную и тангенциальную силы инерции, а момент инерции  $M_u$  заменим парой сил величиной  $P_M$ . Силами инерции, действующими на звено 2, вследствие их малости пренебрегаем.

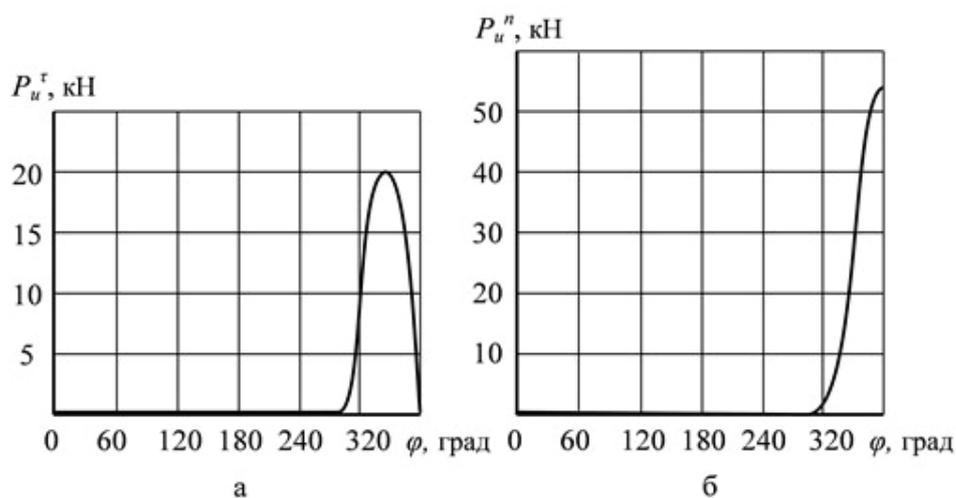


Рисунок 3 – Графики зависимости тангенциальной (а) и нормальной (б) сил инерции коромысла от угла поворота кривошипа

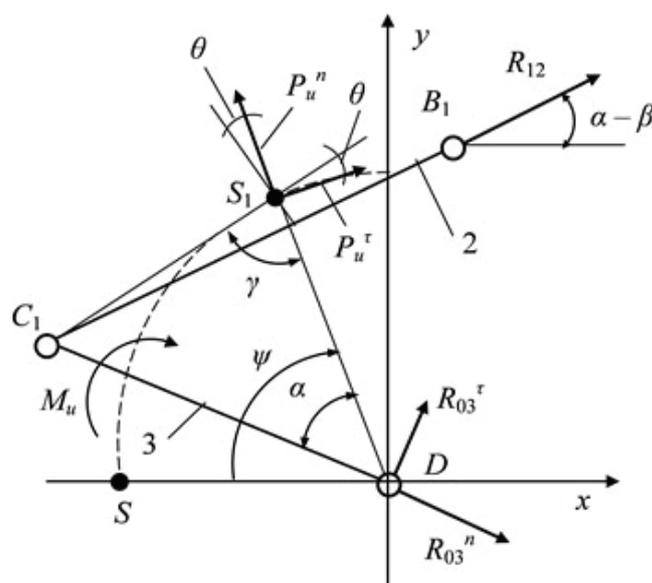


Рисунок 4 – Группа Ассур из звеньев 2 и 3

Отброшенные звенья заменим реакциями, как показано на рисунке 4. Реакция  $R_{12}$  – это реакция от действия звена 1 на звено 2, а реакция  $R_{03}$  – реакция от действия корпуса ударного механизма на звено 3. Разложим эти реакции на нормальные и тангенциальные составляющие и запишем уравнения кинестатики для этой группы.

Сумма проекций всех сил на ось  $x$ :

$$-P_u^n \cos \psi + P_u^\tau \sin \psi + R_{03}^n \cos(\psi - \alpha) + R_{03}^\tau \sin(\psi - \alpha) + R_{12} \cos(\alpha - \beta) = 0 . \quad (6)$$

Сумма проекций всех сил на ось  $y$ :

$$P_u^n \sin \psi + P_u^r \cos \psi - R_{03}^n \sin(\psi - \alpha) + R_{03}^r \cos(\psi - \alpha) + R_{12} \sin(\alpha - \beta) = 0. \quad (7)$$

Сумма моментов сил, действующих на звено 3, относительно точки  $C_1$ :

$$M_u - R_{03}^r l_3 + P_u^r l_{CS} \sin \theta - P_u^n l_{CS} \cos \theta = 0, \quad (8)$$

где  $l_{CS}$  – длина отрезка  $CS$ , м.

Выразим функции угла  $\theta$  через функции известного угла  $\alpha$ . Угол  $\theta$  связан с углом  $\gamma$  соотношениями:

$$\theta = 0,5\pi - \gamma; \quad \cos \theta = \sin \gamma = \frac{l_3}{l_{CS}} \sin \alpha;$$

$$l_{CS}^2 = l_3^2 + l_S^2 - 2l_3 l_S \cos \alpha; \quad \sin \theta = \sqrt{1 - \cos^2 \theta} = \frac{l_3}{l_{CS}} \left( \frac{l_3}{l_S} - \cos \alpha \right),$$

где  $l_S$  – длина отрезка  $DS$ , м.

С учетом этих соотношений из формулы (8) следует:

$$R_{03}^r = \frac{M_u}{l_3} + P_u^r \left( \frac{l_S}{l_3} - \cos \alpha \right) - P_u^n \sin \alpha. \quad (9)$$

Решая систему уравнений (6), (7), найдем:

$$R_{03}^n = \frac{P_u^n \sin(\psi + \alpha - \beta) + P_u^r \cos(\psi + \alpha - \beta) + R_{03}^r \cos(\psi - \beta)}{\sin(\psi - \beta)}. \quad (10)$$

$$R_{12} = \frac{P_u^r \cos \alpha + P_u^n \sin \alpha + R_{03}^r}{\sin(\psi - \beta)} = \frac{M_u + P_u^r l_S}{l_3 \sin(\psi - \beta)}. \quad (11)$$

Реакции, действующие на корпус ударного механизма со стороны звеньев 1 и 3, определяются как

$$R_{10} = R_{12}; \quad R_{30}^n = -R_{03}^n; \quad R_{30}^r = -R_{03}^r, \quad (12)$$

а суммарные составляющие реакций по осям  $x$  и  $y$ :

$$R_x = R_{12} \cos(\alpha - \beta) - R_{03}^n \cos(\psi - \alpha) - R_{03}^r \sin(\psi - \alpha); \quad (13)$$

$$R_y = R_{12} \sin(\alpha - \beta) + R_{03}^n \sin(\psi - \alpha) - R_{03}^r \cos(\psi - \alpha). \quad (14)$$

Результаты расчета по формулам (9)–(14) представлены на рисунке 5.

При постоянной скорости вращения кривошипа  $\omega_1$  угол его поворота  $\varphi$  пропорционален времени и ось ординат на рисунке 5 можно рассматривать как ось времени. В этом случае площади, лежащие под кривыми  $R_x(t)$  и  $R_y(t)$ , численно равны импульсам этих сил.

На рисунке 5 видно, что положительные и отрицательные импульсы силы  $R_x$  примерно одинаковы. Следовательно, за один цикл работы ударного механизма суммарный импульс силы  $R_x$ , действующий на его корпус в направлении оси  $x$ , мал и им можно пренебречь.

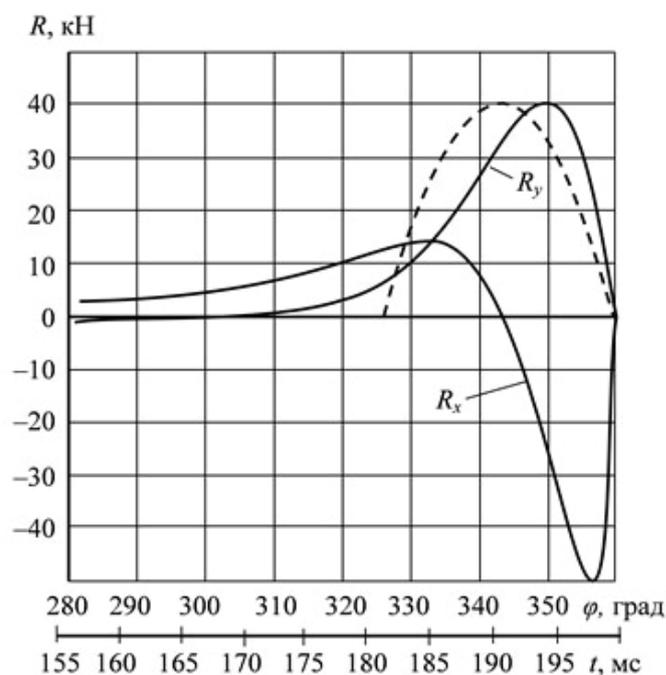


Рисунок 5 – Зависимости реакций, действующих на корпус молота, от угла поворота кривошипа и времени

Импульс силы  $R_y$  всегда направлен вверх, и компенсируется усилием прижатия корпуса молота к инструменту. Для удобства дальнейшего анализа динамики манипулятора с навесным молотом удобно аппроксимировать зависимость  $R_y(t)$  простой аналитической функцией [11]:

$$R_y(t) = 0, \quad 0 < t < t_1;$$

$$R_y(t) = H \sin \mu t, \quad t_1 < t < T, \quad (15)$$

где  $t_1$  – начало действия импульса силы, с;  $H$  – амплитуда силы, Н;  $\mu$  – частота изменения силы,  $\text{с}^{-1}$ .

Величина  $H$  принимается равной действительной амплитуде силы  $R_y$ , а частота её изменения находится из условия сохранения величины импульса силы, то есть приравниванием площади  $S$ , лежащей под кривой  $R_y(t)$  к интегралу функции (15):

$$S = \int_0^{T-t_1} H \sin \mu t dt = \frac{H}{\mu} (\cos \mu(T-t_1) - 1).$$

Так как  $T - t_1 = \pi / \mu$ , из последней формулы следует:

$$\mu = 2H / S; \quad t_1 = T - \pi / \mu. \quad (16)$$

Площадь  $S$  под кривой  $R_y(t)$  находится из графика на рисунке 5 методом трапеций. Полученная таким образом аппроксимирующая функция показана на рисунке 5 штриховой линией. Для молота МО-100 её параметры следующие:  $H = 39895$  Н,  $\mu = 170 \text{ с}^{-1}$ ,  $t_1 = 0,1815$  с.

Полученные результаты позволяют перейти к анализу динамики манипулятора отбойного агрегата на базе экскаватора ЭО-2621, оснащенного кривошипно-коромысловым молотом МО-100 с целью поиска путей снижения динамических нагрузок, действующих на его звенья.

*Литература*

1. *Касымалиев Б.М.* Механический молот на основе механизма переменной структуры с гидроприводом вращательного движения / Б.М. Касымалиев, М.У. Аракеев // *Машиноведение*. Вып. 2. Бишкек: Илим, 2000. С. 127–130.
2. *Касымалиев Б.М.* Особенности конструкции механического молота на основе механизма переменной структуры с гидроприводом / Б.М. Касымалиев, М.И. Алиев, Н.С. Абдраимова // *Новые наукоемкие технологии и технологическое оборудование: матер. конф.* Бишкек: Технология, 2001. С. 97–101.
3. *Еремьянц В.Э.* Анализ динамики кривошипно-коромыслового молота с гидроприводом и выбор его параметров / В.Э. Еремьянц, Т.В. Атнагулов, Б.М. Касымалиев // *Матер. 3-й межд. конф. «Проблемы механики современных машин»*. Том 2. ВСГТУ. Улан-Удэ, 2006. С. 3–6.
4. *Касымалиев Б.М.* Лабораторные исследования механического молота с гидроприводом. Теория машин и рабочих процессов / Б.М. Касымалиев // *Сб. тр. межд. научн.-практич. конф. Имаш НАН КР*. Бишкек, 2013. С. 112–117.
5. *Арстанбек А.* Колебания корпуса ударного механизма МО-10 при виброударной очистке поверхностей / А. Арстанбек // *Современные техника и технологии в научных исследованиях: матер. 10-й межд. конф. молодых ученых и студентов*. Бишкек, Научная станция РАН, 2018. С. 266–270.
6. *Еремьянц В.Э.* Упругие характеристики гидромагистралей манипулятора экскаватора ЭО-2621 / В.Э. Еремьянц, Г.М. Райымбекова // *Машиноведение*. Вып. 2(6). Бишкек, 2017. С. 22–28.
7. *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.
8. *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.
9. *Еремьянц В.Э.* К разработке динамической модели манипулятора экскаватора с навесным молотом / В.Э. Еремьянц, Г.М. Райымбекова // *Вестник КРСУ*. 2020. Т. 20. № 4. Статья в данном журнале.
10. *Еремьянц В.Э.* Динамика машин: учебник / В.Э. Еремьянц. Бишкек: Изд-во КРСУ, 2019. 332 с.
11. *Eremyants V.E.* Preliminary Tension of Clamp Device of Mechanism MO-10 Influence of its Oscillations / V.E. Eremyants, A. Arstanbek // *Journ. of Advanced Research in Technical Science*. Iss. 8. North Charleston. USA. 2018. P. 13–17.