УДК 621.01

ОБОБЩЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОТБОЙНОГО МОЛОТА С РАЗДЕЛЯЮЩИМСЯ ПОЛЗУНОМ С ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКОЙ

Джуматаев М.С., Баялиев А.Ж.
Институт машиноведения НАН КР, г.Бишкек, Кыргызстан

Данная работа посвящена к составлению математической модели отбойного молота с разделяющимся ползуном с воздушной подушкой.

This work is devoted to the compilation of a mathematical model of a pneumatic hammer with a separable slide hovercraft.

В Институте машиноведения НАН КР было предложено использовать в ударных машинах кривошипно-ползунный механизм с разделяющимся ползуном.

Силовая трансмиссия отбойного молота состоит из гидропривода, механических систем, обеспечивающих передачу движения к ДКП МПС. Кинематическая схема отбойного молота с разделяющимся ползуном с воздушной подушкой представлена на рисунке 1. Она состоит из гидродвигателя 1, цилиндрических зубчатых колес 2, 3, маховик-кривошипа 4, шатуна 5, поводка 6 с ползун- бойка 7 и инструмента 8.

При моделировании ударных машин с разделяющимся ползуном с воздушной подушкой воспользуемся модульным принципом, предложенным С. Н. Кожевниковым. Согласно этому принципу составляются динамические модели отдельных элементов конструкции машины и затем соединяются согласно кинематической схеме. При построении обобщенной модели силовой трансмиссии необходимо составить динамические модели составляющих ее элементов.

После составления моделей каждого узла и элементов конструкции машины составляется её обобщенная модель. Силовая трансмиссия может быть представлена совокупностью связанных между собой дискретных элементов, которые двигаются с различными скоростями, т.е. между элементами существуют определенные передаточные отношения. Инерционные свойства элементов динамической расчетной схемы силовой трансмиссии отбойного молота определяются инерционными характеристиками валов, зубчатых колес и вращающейся части гидродвигателя. Момент инерции гидромотора принимался из его паспортных характеристик. Крутильные жесткости валов, соединений вал – ступица, зубчатых передач располагаются в расчетной схеме между соответствующими элементами расчетной схемы. В результате динамическая расчетная схема силовой трансмиссии отбойного молота может быть представлена в виде схемы приведенной на рисунке 2. Инерционные массы пунктирными линиями соответствуют невесомым зубчатым колесам, которые осуществляют кинематическую связь в системе [4].

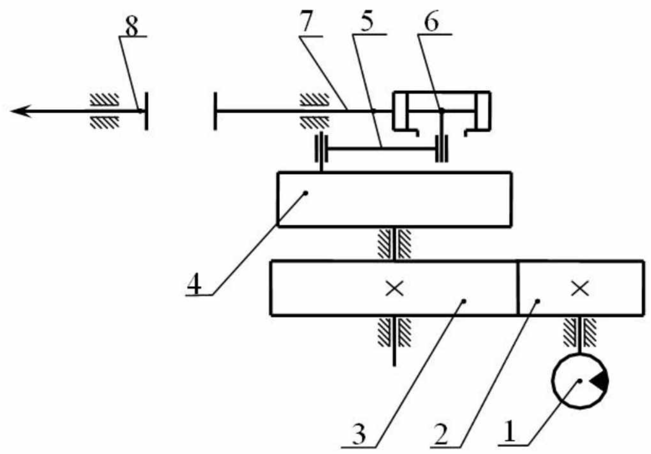

Рис. 1. *Кинематическая схема отбойного молота с разделяющимся ползуном с воздушной подушкой.*

1 – гидродвигатель;
2 – шестерня;
3 – зубчатое колесо;
4 – маховик-кривошип;
5 – шатун;
6 – поводок;
7 – ползун-боек;
8 – инструмент.

Для упрощения процесса составления уравнений системы все упругие и инерционные характеристики приводятся к валу двигателя с учетом передаточных отношений зубчатых передач. По методике изложенной [4] эквивалентные жесткости между массами, передаточное отношение и моменты инерции звеньев, приведены к валу двигателя по формулам:

$$c_1 = \frac{c_{шл} \cdot c_{B1}}{c_{шл} + c_{B1}}; \; c_4 = \frac{c_{ш2} \cdot c_{B2}/2}{c_{ш2} + c_{B2}/2}; \; c_5 = \frac{c_{ш2} \cdot c_{B2}/2}{c_{ш2} + c_{B2}/2};$$

$$u_{21} = \frac{d_1}{d_2}; \qquad (1.1)$$

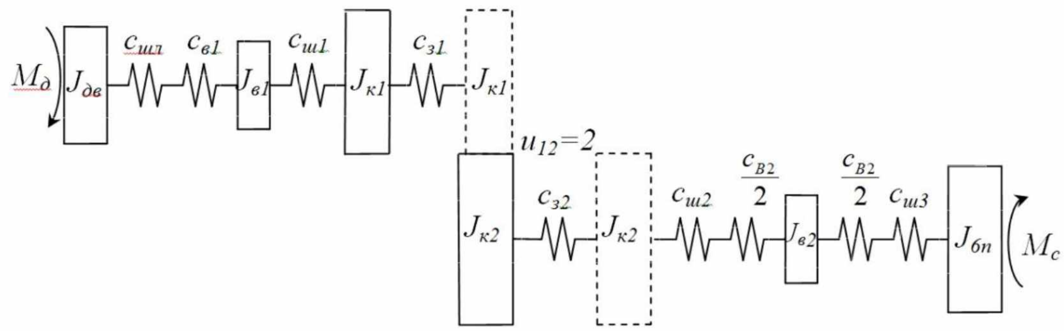

Рис. 2. *Динамическая расчетная схема силовой трансмиссии отбойного молота.*

$$J_4 = J_{k2} \cdot u_{21}^2; \; J_5 = J_{B2} \cdot u_{21}^2; \; J_{6n} = \left(J_{M1} \cdot u_{21}^2\right) + J_n;$$

Тогда расчетная схема отбойного молота на основе МПС примет вид, показанной на рисунке 3. Это шестимассовая система, число ее подвижных масс определено числом подвижных деталей в трансмиссии. Полученные при этом значения приведенных моментов инерции и коэффициенты жесткостей указаны в таблице 1.

Дифференциальные уравнения движения трансмиссии отбойного молота имеют следующий вид:

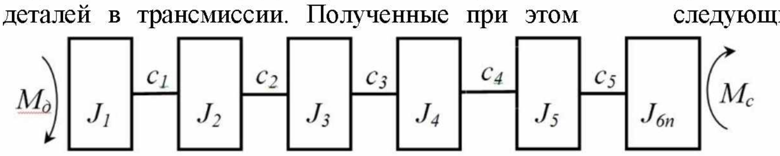

Рис. 3. *Динамическая расчетная схема отбойного молота.*

$$\begin{cases} J_1\ddot{\varphi}_1 = -c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + M_д \\ J_2\ddot{\varphi}_2 = c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) \\ J_3\ddot{\varphi}_3 = c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - c_3(\varphi_3 - \varphi_4) \\ J_4\ddot{\varphi}_4 = c_3(\varphi_3 - \varphi_4) - c_4(\varphi_4 - \varphi_5) \\ J_5\ddot{\varphi}_5 = c_4(\varphi_4 - \varphi_5) - c_5(\varphi_5 - \varphi_6) \\ J_{6n}\ddot{\varphi}_6 = c_5(\varphi_5 - \varphi_6) - \dfrac{\dot{\varphi}_6^2}{2} \cdot \dfrac{dJ_{6n}}{d\varphi_6} - M_c \end{cases} \qquad (1.2)$$

где J_1, J_2, J_3, J_4, J_5 - моменты инерции двигателя 1, вала 2, зубчатой шестерни 3, зубчатого колеса 4, вала 6; φ_1, φ_2, φ_3, φ_4, φ_5, φ_6 - углы поворота соответствующих масс;
$J_{6п}$, – момент инерции приведенное к маховику 8;

$\dfrac{dJ_{6п}}{d\varphi_6}$ - составляющие, характеризующие изменение инерционных свойств механизма в зависимости от положения кривошипа; $M_д$ – вращающий момент двигателя;
M_c – момент сопротивления со стороны обрабатываемой среды.

Таблица 1 – Моменты инерции и коэффициенты жесткостей элементов трансмиссии

Моменты инерции J кгм^2		Коэффициенты жесткостей Нм	
$J_1 = J_{дв}$	$2{,}29\cdot10^{-4}$	c_1	$3{,}33\cdot10^{4}$
J_2	$3{,}8\cdot10^{-4}$	c_2	$4{,}687\cdot10^{4}$
J_3	$18{,}3\cdot10^{-4}$	c_3	$126{,}765\cdot10^{4}$
J_4	$80{,}4\cdot10^{-4}$	c_4	$2{,}67\cdot10^{4}$
J_5	$1{,}35\cdot10^{-4}$	c_5	$2{,}02\cdot10^{4}$
$J_{6п}$	$61{,}73\cdot10^{-4}+J_п$		

Инерционные свойства исполнительного механизма

Передаточное отношение от ползуна к кривошипу является переменной величиной, поэтому приведенный к маховику момент инерции имеет следующий вид:

$$J_{ï} = J_m + J_{sø}\left(\frac{\omega_ø}{\omega_m}\right)^2 + m_ø\left(\frac{v_s}{\omega_m}\right)^2 + m_n\left(\frac{v_n}{\omega_m}\right)^2 \qquad (1.3)$$

где J_m – момент инерции маховика; $J_{sш}$ – момент инерции шатуна относительно центра масс; ω_m – угловая скорость звена приведения (маховика); $\omega_ш$ – относительная угловая скорость шатуна; $m_ш$ – масса шатуна; $m_п$ – масса ползун-бойка v_s линейная скорость центра масс шатуна; $v_п$ – линейная скорость центра масс ползун-бойка.

Отсюда момент инерции шатуна относительно центра масс определяется как

$$J_{sш} = \frac{m_ш}{12} l_ш^2 \qquad (1.4)$$

Чтобы определить угловую скорость шатуна найдем мгновенный центр скорости. Кинематическая схема исполнительного органа показана на рисунке 4. Как известно мгновенный центр скорости находится на пересечении перпендикуляров скоростей точек *A* и *B*.

Отрезок O_1A определяется из треугольника AB_1O

$O_1A = \dfrac{AB_1}{\cos\varphi}$;

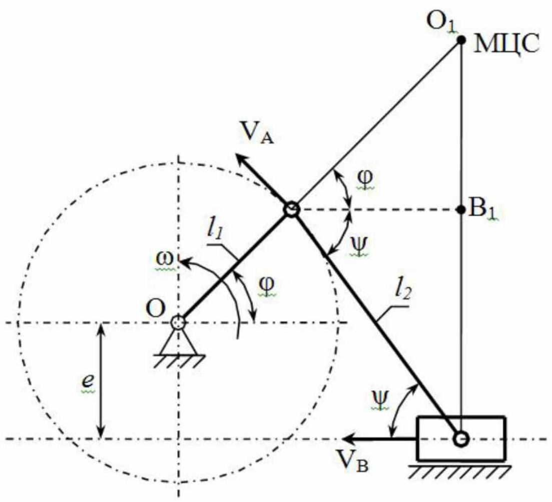

Рис. 4. *К определению момента инерции исполнительного органа.*

где $AB_1 = l_2 \cdot \cos\psi$, Зная, что

$\cos\psi = \sqrt{1-\sin^2\psi}$

$e + l_1\cdot\sin\varphi = l_2\cdot\sin\psi$,

$\sin\psi = \dfrac{e + l_1\cdot\sin\varphi}{l_2}$

Тогда $AB_1 = l_2\cdot\sqrt{1-\dfrac{(e+l_1\cdot\sin\varphi)^2}{l_2^2}} = \sqrt{l_2^2-(e+l_1\cdot\sin\varphi)^2}$

Окончательно имеем: $O_1A = \dfrac{\sqrt{l_2^2-(e+l_1\cdot\sin\varphi)^2}}{\cos\varphi}$

Теперь, зная, что точка *A* принадлежит как кривошипу так и шатуну, имеем:

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = AO_1 \cdot \omega_ш;\ \text{Откуда}\quad \omega_ш = \frac{V_A}{AO_1} = \frac{V_A \cdot cos\,\varphi}{\sqrt{l_2^2 - (e + l_1 \cdot sin\,\varphi)^2}}.$$

Линейная скорость центра тяжести шатуна определяется по формуле:

$$V_S = \sqrt{\dot{X}_S^2 + \dot{Y}_S^2} \qquad (1.\ 5)$$

где X_S, Y_S – координаты центра тяжести шатуна.

На рисунке 5 показана кинематическая схема к определению линейной скорости центра тяжести шатуна. Определим координаты центра тяжести, затем берем производную от этих координат.

$$X_S = l_1 \cdot \cos\varphi + \frac{l_2}{2} \cdot \cos\psi = l_1 \cdot \cos\varphi + \frac{l_2}{2}\sqrt{l_2^2 - (e + l_1 \cdot \sin\varphi)^2} \qquad Y_S = \frac{l_2}{2} \cdot \sin\psi = \frac{e + l_1 \cdot \sin\varphi}{2}$$

$$\dot{X}_S = \left[-l_1 \cdot \sin\varphi - \frac{l_2 \cdot l_1 \cos\varphi \cdot (e + l_1 \cdot \sin\varphi)}{2 \cdot \sqrt{l_2^2 - (e + l_1 \cdot \sin\varphi)^2}} \right] \omega_1 \qquad (1.\ 6)$$

$$\dot{Y}_S = \left[\frac{l_1 \cdot \cos\varphi}{2} \right] \omega_1 \qquad (1.\ 7)$$

Подставив выражения (1.3) и (1.4) в (1.2) находим линейную скорость центра тяжести шатуна.

$$V_S^2 = \sqrt{\left(\frac{l_1^2 \cdot \cos^2\varphi}{4} \right) \cdot \omega_1^2 + \left(l_1^2 \cdot \sin^2\varphi + \frac{l_2^2 \cdot l_1^2 \cos^2\varphi \cdot (e + l_1 \cdot \sin\varphi)^2}{4 \cdot \left(l_2^2 - (e + l_1 \cdot \sin\varphi)^2\right)} \right) \cdot \omega_1^2} \qquad (1.\ 8)$$

Скорость поршня определяется по формуле:

$$V_n = \left[-l_1 \cdot \sin\varphi + \frac{l_1 \cos\varphi \cdot (e + l_1 \cdot \sin\varphi)}{\sqrt{\left(l_2^2 - (e + l_1 \cdot \sin\varphi)^2\right)}} \right] \omega_1 \qquad (1.\ 9)$$

С учетом зависимостей (1.4 - 1.9) выражение приведенного момента инерции (1. 3) примет вид

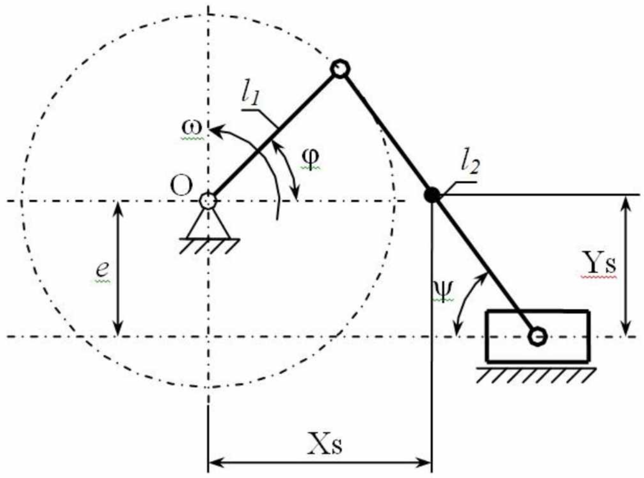

Рис. 5.
К определению линейных скоростей центра тяжести шатуна.

$$\begin{aligned} J_n = {} & J_m + J_{sш} \frac{l_1^2 \cdot \cos^2\varphi}{l_2^2 - (e + l_1 \sin\varphi)^2} + \\ & + m_ш l_1^2 \sin^2\varphi + m_ш \left(l_1 \sin\varphi \cdot \frac{l_1 l_2 \cos\varphi (e + l_1 \sin\varphi)}{\sqrt{l_2^2 - (e + l_1 \sin\varphi)^2}} \right) + \\ & + m_ш \frac{l_1^2 l_2^2 \cos^2\varphi (e + l_1 \sin\varphi)^2}{4\left(l_2^2 - (e + l_1 \sin\varphi)^2\right)} + m_ш \frac{l_1^2 \cdot \cos^2\varphi}{4} + m_n l_1^2 \sin^2\varphi + \\ & + 2m_n \left(l_1 \sin\varphi \frac{l_1 \cos\varphi (e + l_1 \sin\varphi)}{\sqrt{l_2^2 - (e + l_1 \sin\varphi)^2}} \right) + m_n \frac{l_1^2 \cdot \cos^2\varphi \cdot (e + l_1 \sin\varphi)^2}{l_2^2 - (e + l_1 \sin\varphi)^2}. \end{aligned} \qquad (1.10)$$

Расчет уравнений движения (1.2) осуществляется методом Рунге – Кутта. Для этого систему уравнений представим в виде двенадцати уравнений первого порядка.

$$\begin{cases} \dot{y}_0 = y_5,\ \dot{y}_1 = y_6,\ \dot{y}_2 = y_7,\ \dot{y}_3 = y_8,\ \dot{y}_4 = y_9,\ \dot{y}_5 = y_{10} \\ \dot{y}_6 = \dfrac{M_д}{J_1} - \dfrac{c_1}{J_1}(\varphi_1 - \varphi_2), \qquad \dot{y}_7 = \dfrac{c_1}{J_2}(\varphi_1 - \varphi_2) - \dfrac{c_2}{J_2}(\varphi_2 - \varphi_3) \\ \dot{y}_8 = \dfrac{c_2}{J_3}(\varphi_2 - \varphi_3) - \dfrac{c_3}{J_3}(\varphi_3 - \varphi_4), \qquad \dot{y}_9 = \dfrac{c_3}{J_4}(\varphi_3 - \varphi_4) - \dfrac{c_4}{J_4}(\varphi_4 - \varphi_5) \\ \dot{y}_{10} = \dfrac{c_4}{J_5}(\varphi_4 - \varphi_5) - \dfrac{c_5}{J_5}(\varphi_5 - \varphi_6), \qquad \dot{y}_{11} = \dfrac{c_5}{J_{6п}}(\varphi_5 - \varphi_6) - \dfrac{\dot{\varphi}_6^2}{2J_{6п}} \cdot \dfrac{dJ_{6п}}{d\varphi_6} - \dfrac{M_с}{J_{6п}} \end{cases} \tag{1.11}$$

Решения уравнений первого порядка (1.11) для исследований динамики машины производится в математической среде MathCAD использованием функции rkfixed (y0, t0, t1, N,F), с постоянным шагом решения, где y0 – матрица начальных условий, t0, t1 – начальное и конечное время периода движения N – количество шагов, F – матрица с системой уравнений [5].

Литература:

1. Джуматаев М.С., Каримбаев Т.Т., Уркунов З.А., Баялиев А.Ж. Двухкривошипно – ползунный ударный механизм с воздушной подушкой. Сб. научных трудов Института машиноведения, вып.5, Бишкек, Илим. 2006, С.20-25.

2. Джуматаев М.С., Уркунов З.А., Баялиев А.Ж. Молот с воздушной подушкой. Сб. научных трудов Института машиноведения, вып.6, Бишкек, Илим. 2008, С.65-70.

3. Еремьянц В.Э. Приближенный метод оценки динамических характеристик кривошипно – коромысловых ударных механизмов с гидроприводом. //Новые наукоемкие технологии и технологические оборудование. – Бишкек. 2002, С.74 – 83.

4. Еремьянц В.Э. Построение и анализ динамических моделей механизмов./ Учебно – методическое пособие. Бишкек, 2001, КРСУ– 51 с.

5. MathCAD User's Guide MathCAD 6.0 PLUS Финансовые, инженерные и научные расчеты в среде Windows 95. М.: Филинь, 1995. – 697 с.