

УДК 622.232.32

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРНОГО МЕХАНИЗМА**

Устименко Т.А., канд. техн. наук, доц., Кононенко А.П.,  
докт. техн. наук, проф., Селивра С.А., канд. техн. наук, доц.,  
Яценко А.Ф., канд. техн. наук, доц.,  
Донецкий национальный технический университет

*Исследована одна из принципиальных схем гидравлического ударного механизма, составлена математическая модель рабочего процесса, содержащая дифференциальные уравнения движения основных звеньев. Путем сравнения данных, полученных в результате моделирования и натурного эксперимента, доказана адекватность разработанной математической модели.*

*A schematic circuit of the hydraulic percussion mechanism was studied, a mathematic model being developed. The authors compared simulation data with full-scale experiment results and confirmed the appropriateness of the model.*

**Проблема и ее связь с научными или практическими задачами.** Разработка эффективного инструмента для механизации трудоемких операций по разрушению массива в строительстве, металлургии, угольной промышленности является актуальной задачей. Особенно перспективным является гидравлический инструмент. Если гидравлические механизмы (в основном импортного производства) находят достаточно широкое применение в качестве навесного оборудования, то разработка ручного инструмента является достаточно перспективным направлением.

**Анализ исследований и публикаций.** Известны несколько подходов по классификации, выделению и исследованию различных структурных схем гидравлических механизмов ударного действия [1,2]. Исследованию работы гидравлических ударных механизмов посвящены работы, в которых рассматриваются устройства с различной управляемостью камер. Однако в данных работах не рассматривается динамика управляющего звена совместно с движением узла ударника.

**Постановка задачи.** Гидравлический ударный механизм отбойного молотка, работающий в системе объемного гидропривода пред-

ставляет собой сложную гидродинамическую систему, которая характеризуется большим числом (более 20) факторов. Для всестороннего исследования ее функционирования, выбора основных конструктивных и рабочих параметров, для выявления рациональных режимов, необходимо проведение большого числа экспериментов. Причем проведение каждого опыта будет сопряжено с изготовлением отдельных узлов и деталей устройства. Наиболее эффективным путем решения является математическое, а точнее, имитационное моделирование рабочего процесса установки. В связи с этим ставится задача математического описания рабочего процесса одной из принципиальных схем гидромолотка, с целью разработки имитационного алгоритма и программы. Данный подход позволит исследовать большой объем вариантов и произвести выбор оптимальных параметров системы без проведения трудоемких экспериментов.

**Изложение материала и результаты.** Рассматриваемая принципиальная схема гидромолотка приведена на рис.1. На схеме указаны основные узлы устройства: I – узел ударника с рабочим инструментом 1 и поршнем-бойком 2; II – узел управления с поршнем-клапаном 3, а также гидропневмоаккумулятор (ГПА) гидроударного механизма 4 и элементы гидроэнергетического снабжения: насос объемного принципа действия 6 с предохранительным клапаном 7 и емкостью для рабочей жидкости 8, ГПА 9 и напорной магистралью 5, т.е. основные структурные звенья системы, математические модели которых будут построены. При разработке математической модели были приняты следующие допущения:

- во входном сечении напорной магистрали предполагается постоянный расход рабочей жидкости;
- массы подвижных элементов (поршня-бойка и поршня-клапана) предполагаются сосредоточенными;
- волновые процессы в соединительных каналах не учитываются, гидравлические сопротивления каналов считаются сосредоточенными у соответствующих камер;
- изменения значений давления и объема воздуха в ГПА подчиняется адиабатному закону;
- утечки жидкости в системе отсутствуют;
- волновые процессы, происходящие в рабочем инструменте и бойке не учитываются.

На рис.1 указаны направления расходов, выбранные для математического описания процесса. Основным является узел ударника,

---

поршень-бойк которого совершает возвратно-поступательное движение под действием сил давления на его рабочие поверхности. Уравнение движения бойка имеет вид:

$$m_b \ddot{x} = p_c S_c + p_B S_B - p_A S_A - F_{тр}, \quad (1)$$

где  $m_b$  – масса поршня-бойка;  $x$  – координата положения поршня-бойка положение;  $p_c, p_B, p_A$  – давления жидкости в соответствующих рабочих камерах;  $S_c, S_B, S_A$  – площади рабочих поверхностей поршня-бойка в соответствующих камерах;  $F_{тр}$  – сила трения, создаваемая резиновыми уплотнениями (кольцами) поршня-бойка, рассчитывается по формуле:

$$F_{трб} = k_{тр}(p_A S_{трА} + |p_A - p_B| S_{трВ}) \text{sign}(\dot{x}). \quad (2)$$

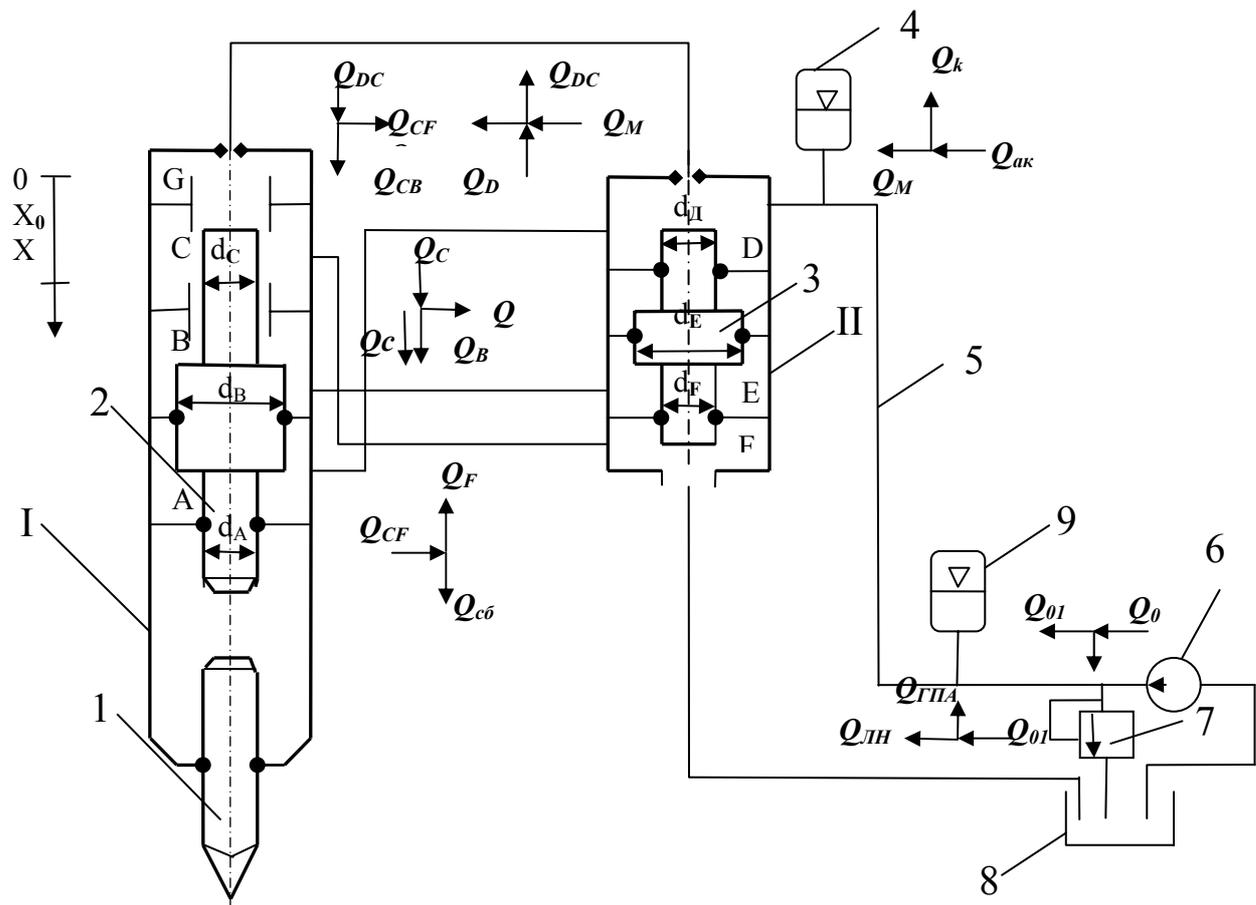


Рис. 1. Расчетная гидравлическая схема ударного механизма

В соответствии с классической теорией удара скорость после соударения с инструментом определяется формулой

$$v_0 = -Rv \text{ при } x \geq x_0,$$

где  $R$  - коэффициент восстановления скорости, который может находиться в пределах [3]  $0,1 \dots 0,3$ .

Подвижным элементом узла распределителя является поршень-клапан, уравнение движения которого имеет вид:

$$m_{\text{кл}} \ddot{z} = p_E S_E + p_F S_F - p_D S_D - F_{\text{трк}}, \quad (3)$$

здесь  $m_{\text{кл}}$  - масса поршня-клапана;  $z$  - координата поршня;  $p_E, p_F, p_D$  - давления жидкости в соответствующих рабочих камерах;  $S_E, S_F, S_D$  - площади рабочих поверхностей;  $F_{\text{трк}}$  - сила трения, которая рассчитывается по формуле:

$$F_{\text{трк}} = k_{\text{тр}} (p_D S_{\text{трD}} + p_E S_{\text{трE}} + |p_E - p_F| S_{\text{трF}}) \text{sign}(\dot{z}). \quad (4)$$

При достижении поршнем-клапаном одного из крайних положений ( $z = z_0$  или  $z = 0, z_0$  - ход поршня - клапана), скорость его гасится до нуля.

Давление в камере  $D$  определяется давлением ГПА и в соответствии с допущением описывается уравнением адиабаты:

$$p_{\text{оз}} W_{\text{оз}}^k = p_T W_T^k, \quad (5)$$

$p_{\text{оз}}, W_{\text{оз}}$  - начальные давление и объем закачки газа в ГПА;  $p_T, W_T$  - текущие значения давления и объема ГПА в рабочем процессе;  $k=1.4$  - коэффициент адиабаты. Текущий объем определяется объемом рабочей жидкости, поступающим и отдаваемым ГПА:

$$W_T = W_{\text{оз}} - \int_0^T Q_K(t) dt \quad (6)$$

$Q_K(t)$  - расход рабочей жидкости, поступающий в ГПА.

Давления в рабочих камерах рассчитываются по формулам:

$$p_D = p_T - \rho g a_p Q_K |Q_K|, \quad p_A = p_D - \rho g a_{DA} Q_A |Q_A|,$$

$$p_C = p_D - \rho g (a_{шD} + a_{DC}) Q_{DC} |Q_{DC}|, \quad p_B = p_C - \rho g a_{CB} Q_B |Q_B|,$$

$p_D, p_A, p_C$  - давления в соответствующих рабочих камерах. Расходы определяются скоростью движения поршня-бойка:

$$Q_A = -\dot{x}S_A, Q_{DC} = \dot{x}S_C, Q_B = \dot{x}S_B.$$

$a_{DA}, a_{DC}, a_{CB}$  – гидравлические сопротивления каналов, соединяющих соответствующие камеры,  $a_{шD}$  – переменное гидравлическое сопротивление между седлом и клапаном, рассчитываемое по формуле [4]:

$$a_{шD}(z) = \frac{1}{g\pi d_D^2 \mu^2(z_0 - z) \cdot (z_0 - z)^2},$$

где  $d_D$  - диаметр клапана,  $y_k = z_0 - z$  - расстояние от клапана до седла (величина открытия клапана),  $\mu(z_0 - z)$  - переменный коэффициент расхода, зависящий от положения клапана, может быть представлен в соответствии с данными [5] таблично заданной функцией (см. табл.1), позволяющей применить линейную интерполяцию между соседними координатами.

Таблица 1

$\mu(y_k)$	0,71	0,78	0,89	0,913	0,9	0,87	0,73	0,65
$y_k$	0, 1	0, 2	0, 4	0, 6	0, 8	1	2	3
$\mu(y_k)$	0, 6	0, 56	0, 53	0, 515	0, 5	0, 485	0, 459	0, 431
$y_k$	4	5	6	7	8	9	10	11

Давления в камерах клапана-распределителя:

$$p_E = p_B - \rho g a_{BE} Q_E |Q_E|,$$

$$p_F = \rho g (a_{шF} + a_{сб}) Q_{сб}^2,$$

Здесь  $a_{BE}$  - гидравлическое сопротивление канала BE,  $a_{шF}$  – переменное гидравлическое сопротивление между головкой клапана и седлом со стороны сбросной магистрали, рассчитываемое по формуле  $a_{шF}(z) = \frac{1}{g\pi d_F^2 \mu^2(z) \cdot (z)^2}$ ,  $a_{сб}$  – сосредоточенное сопротивление сбросной магистрали.  $Q_E = \dot{z}S_E$  – расход, определяемый скоростью перемещения клапана распределителя,  $Q_{сб}$  - расход, поступающий в сбросную магистраль. Давление в камере С можно выразить и как

$$p_C = \rho g (a_{шF} + a_{сб} + a_{CF}) Q_{сб}^2.$$

Связь расходов в рассматриваемой системе (см.рис.1) выражается следующими уравнениями баланса:

- расход жидкости, поступающий в молоток  $Q_M = Q_L - Q_K$  равен расходу, потребляемому молотком  $Q_M = Q_{DC} - Q_A - Q_D$ ;

- баланс расходов относительно  $Q_{DC}$  можно выразить как

$$Q_{DC} = Q_C + Q_B + Q_E + Q_F + Q_{сб.}$$

Здесь  $Q_D = zS_D$ ,  $Q_F = zS_F$ ,  $Q_L$  - расход рабочей жидкости, подаваемый к гидроударному механизму из напорной магистрали (задается исходя их характеристики питающего насоса).

Таким образом, для определения состояния системы необходимо решение дифференциальных уравнений движения поршня-бойка (1) и клапана (2) с учетом функциональных коэффициентов, задаваемых алгебраическими и интегральными зависимостями (2,4,5,6). Полученная система уравнений не может быть решена аналитически из-за существенной нелинейности граничных условий, поэтому решение осуществлялось численно путем имитационного моделирования рабочего процесса. С целью проверки адекватности разработанной математической модели было проведено сравнение осциллограмм рабочего процесса, полученных опытным путем на натурном образце гидромолотка и в результате моделирования на компьютере. На рис.2 показаны графики зависимости скорости движения бойка для натурального и машинного экспериментов.

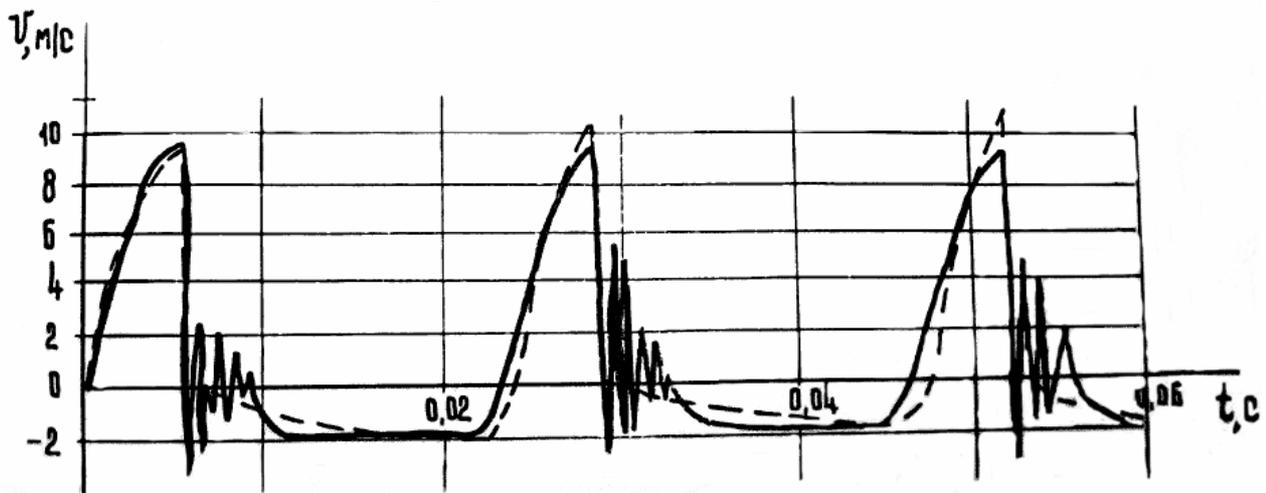


Рис.2. К проверке адекватности математической модели

Сравнение предупредительной скорости бойка показало, максимальное отклонение составило 15.6 %, а среднеквадратическое отклонение не превышает 4 %. Это свидетельствует об адекватности имитационной модели с точностью, достаточной для прикладных исследований.

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Полученные результаты дают возможность проведения исследований как ручных, так и более мощных механизмов, и использованием построенной математической модели, реализованной в виде имитационного алгоритма, адекватность которой доказана на основании сравнения результатов моделирования и натурального эксперимента. Разработанная имитационная модель может быть использована для оптимизации разрабатываемых конструкций гидравлических ударных механизмов.

Список источников:

1. Соколинский Б.В. Машины ударного разрушения (Основы комплексного проектирования). - М.: Машиностроение, 1982.-184с.
2. Тимошенко Г.М., Устименко Т.А., Мартыненко В.Ф. Гидравлический отбойный молоток ГМ-9// Уголь Украины,- 1988.-№12.-с.24-26.
3. Селивра С.А. Разработка гидравлических устройств ударного действия для разрушения горных пород. Дисс. ... канд. техн. наук:05.05.06.-Донецк,1986.-194 с.
4. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов/Т.М. Башта, С.С.Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982.-423с.
5. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. – М.: Недра, 1983.-208 с.

*Дата поступления статьи в редакцию: 10.11.08*