

УДК 622.232.32

**Т.А. Устименко**, канд. техн. наук, доц.,  
**А.Ф. Яценко**, канд. техн. наук, доц.,  
Донецкий национальный технический университет

## **АНАЛИЗ СХЕМЫ ЗАПУСКА И ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ОТБОЙНОГО МОЛОТКА**

*Анализ схемы запуска и выбор оптимальных параметров гидравлического отбойного молотка. Приводится ряд принципиальных схем запуска гидравлических ударных механизмов ручной машины, где пуск молотка в работу осуществляется либо нажатием на рукоять, либо при наличии контакта с разрушаемым массивом. Выполнен сравнительный анализ, на основании которого осуществлен выбор наиболее рациональной схемы. Путем оптимизации найдены конструктивные и рабочие параметры, обеспечивающие требуемый уровень энергии удара и ударной мощности. Работоспособность приведенных схем проверена с помощью имитационного моделирования на ЭВМ и подтверждена экспериментальными данными на натурной установке.*

**гидравлический отбойный молоток, запуск, энергия, рабочая жидкость, имитационное моделирование, эксперимент**

### ***Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.***

Механизмы ударного действия являются исполнительными органами большого перечня машин в горной, металлургической, строительной промышленности. В качестве ручного инструмента распространено использование пневматических и электрических отбойников. В последнее время появляются мобильные машины, оснащенные гидромолотами, а также и ручные гидроотбойники – перфораторы и отбойные молотки. Как показывает опыт их эксплуатации у нас в стране и за рубежом, они обладают большей энергией удара при высокой частоте по сравнению с пневматическими и электрическими.

***Анализ исследований и публикаций.*** Все разрабатываемые гидроударные механизмы имеют как конструктивные особенности, так и различный принцип действия. Приведем некоторые признаки классификации, имеющие, на наш взгляд, решающее значение.

По создаваемой ударной мощности можно разделить на мощные, устанавливаемые на различных машинах, и маломощные, которые используются в качестве ручного инструмента (гидравлические отбойные молотки). По носителю энергии различают устройства, использующие индустриальные масла, водомасляную эмульсию и тех-

ническую воду. По принципу действия различают: устройства прямого, обратного и двойного действия [1,3,4]. В устройствах прямого действия рабочий ход бойка осуществляется под действием потока жидкости, а обратный – под действием пружины или сжатого воздуха. В устройствах двойного действия энергия потока осуществляет прямой и обратный ход бойка.

Исследования [3, 4] показали, что для ручных машин целесообразно использовать схему двойного действия, так как в конструкции отсутствуют пружины или другие упругие элементы, которые часто являются причинами поломок. Для реализации схемы наиболее подходит клапанное распределение [4], что позволяет использовать в качестве рабочей жидкости техническую воду.

По системе запуска различают запуск при нажатии на рукоять («от рукояти»), и при наличии контакта рабочего массива с инструментом («от инструмента»).

**Постановка задачи.** Исследованию системы запуска и выбору оптимальных параметров принятой системы гидромолотка посвящена настоящая работа.

Основной задачей является анализ принципиальных схем с целью выбора наиболее рациональной для дальнейшего исследования рабочего процесса гидравлического отбойного молотка путем математического (имитационного) моделирования и методов оптимизации для определения оптимальных конструктивных и рабочих параметров.

**Изложение материала.** В ДонНТУ разработаны опытные образцы ручных гидравлических отбойных молотков с клапанными распределителями, вследствие чего в качестве рабочей жидкости допускается использование водомасляной эмульсии или технической воды.

Данные, приведенные в работах многих авторов [7,8,9] свидетельствуют об эффективности использования ручных гидроударных механизмов с энергией удара от 20 до 50 Дж. В основу гидромолотка положена схема, описанная в [5]. Она включает узел ударника и клапанный распределитель, работающие в автоколебательном режиме. Пуск устройства в соответствии с этой схемой осуществляется перекрытием вентиля в гидравлическом канале, соединяющем камеры управления и сливную, т.е. запуск осуществляется принудительным способом. Пусковые устройства такого типа являются малоэффективными для ручных машин. Отбойные молотки необходимо снаб-

жать узлами автоматического запуска, который может осуществляться одним из двух способов: либо нажатием на рукоять, либо при наличии контакта инструмента с разрушаемым материалом. В схеме, приведенной на рис. 1 реализован способ пуска от рукояти.

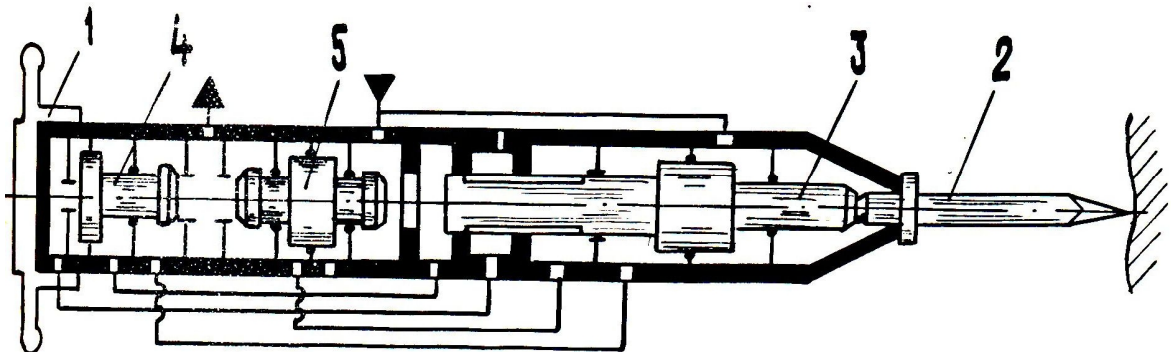


Рисунок 1 – Гидромолоток с клапаном запуска «от рукояти»

При подаче давления в систему поршень переместится в крайнее правое положение, а пусковой клапан находится во взведенном состоянии, открывая канал, соединяющий сливную магистраль с управляемой камерой поршня-бойка (бойка). При нажатии на рукоять 1, клапан 4 садится на седло, перекрывая соединение управляющей камеры бойка со сливной магистралью. В результате чего происходит запуск молотка в автоколебательный режим.

На рис. 2 представлена принципиальная схема гидравлического отбойного молотка с узлом запуска от инструмента.

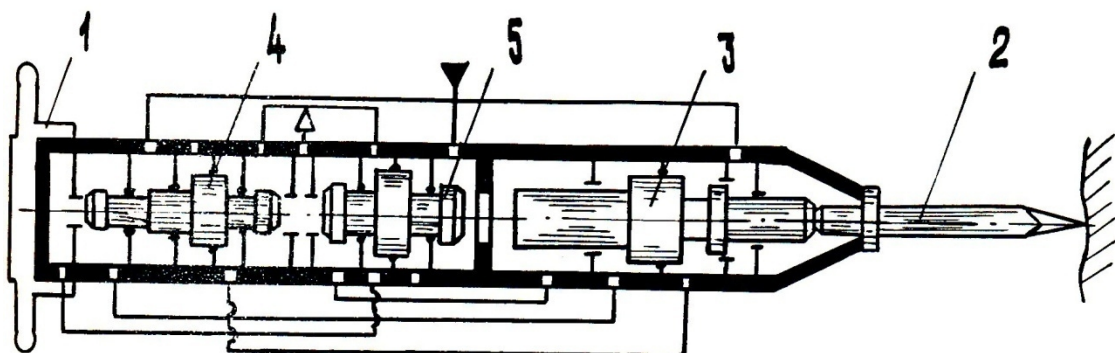


Рисунок 2 – Гидромолоток с клапаном запуска от «инструмента»

При наличии упора рабочего инструмента 2 в преграду, поршень-боек 3, находящийся в исходном крайнем правом положении, в контакте с рабочим инструментом, смещается вместе с инструментом влево. При этом в камере прямого хода и камере обратного хода бойка вырабатывается сигнал и происходит перераспределение давлений, воздействующих на рабочие поверхности пускового клапана 4. Кла-



вижных 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 гидропневмоаккумуляторе подчиняется адиабатному закону; утечки жидкости в системе отсутствуют; волновые процессы, происходящие в рабочем инструменте и бойке не учитываются.

Анализ рабочего процесса путем введения следующих безразмерных переменных:

$\lambda = \frac{x}{x_0}$  - безразмерная координата положения бойка;  $\tau = \frac{Q_0 t}{W_0}$  - безразмерное время;  $q_\tau = \frac{p_\tau}{p_{03}}$ ,  $q_1 = \frac{p_1}{p_{03}}$ ,  $q_2 = \frac{p_2}{p_{03}}$  - безразмерные давления;  $v_1 = \frac{Q_1}{Q_0}$ ,  $v_2 = \frac{Q_2}{Q_0}$  - безразмерные расходы.

Безразмерные расходы в соответствии с введенными обозначениями можно представить в виде:  $v_1 = \frac{S_1 x_0}{W_{03}} \cdot \frac{d\lambda}{d\tau}$ ,  $v_2 = \frac{S_2 x_0}{W_{03}} \cdot \frac{d\lambda}{d\tau}$ .

Безразмерные давления в камере прямого хода преобразуются к виду для прямого и обратного хода, соответственно:

$$q_1 = \begin{cases} q_\tau - \frac{\beta_1 Q_0^2}{p_{03}} \left( \frac{S_1 x_0}{W_{03}} \cdot \frac{d\lambda}{d\tau} \right)^2 \\ \frac{\beta_{сб} Q_0^2}{p_{03}} \left( \frac{S_1 x_0}{W_{03}} \cdot \frac{d\lambda}{d\tau} \right)^2 \end{cases},$$

в камере обратного хода  $q_1 = q_\tau + \frac{\beta_2 Q_0^2}{p_{03}} \left( \frac{S_1 x_0}{W_{03}} \cdot \frac{S_2}{S_1} \frac{d\lambda}{d\tau} \left| \frac{d\lambda}{d\tau} \right| \right)^2$ . Здесь введены обозначения:  $\beta_1 = \rho g a_1$ ,  $\beta_2 = \rho g a_2$ ,  $\beta_{сб} = \rho g a_{сб}$ . С учетом полученных зависимостей уравнение движение поршня-бойка ударника имеет вид в безразмерных величинах:  $\frac{m_6 x_0 Q_0^2}{W_{03}^2 p_{03} S_1} \cdot \frac{d^2 \lambda}{d\tau^2} = q_1 - q_2 \frac{S_2}{S_1} - \frac{F_{тр}}{p_{03} S_1}$ .

Анализ структурной схемы на основе безразмерных критериев, математического планирования эксперимента и регрессионного анализа позволил установить значения основных конструктивных и рабочих параметров: для достижения энергии удара 35-45 Дж масса бойка должна составлять 0,8-1,1 кг, ход 14-16 мм, диаметр рабочей площади бойка в камере прямого хода – 28-33 мм, диаметр штока бойка в камере холостого хода 25-26 мм, давление закачки гидропневмоаккумулятора молотка 2,0-2,6 МПа, объем воздушной полости  $0.17 - 0.22 \times 10^{-3} \text{ м}^3$ .

Поскольку масса, ход бойка, а также другие перечисленные параметры оказывают существенное влияние на энергетические показатели, их значения необходимо уточнить при рассмотрении работы принципиальной схемы молотка с учетом функционирования всех устройств системы.

Уравнение движения бойка имеет вид:

$$m_6 \ddot{x} = p_c S_c + p_B S_B - p_A S_A - F_{тр}, \quad (1)$$

где  $m_6$  – 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:

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

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

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

где  $R$  – коэффициент восстановления скорости, который может находиться в пределах [5] 0,1 ... 0,3.

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

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

Давления в рабочих камерах рассчитываются по формулам:

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

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

$p_D, p_A, p_C$  – 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.

$a_{щD}$  – переменное гидравлическое сопротивление между седлом и клапаном.

Давления в камерах клапана-распределителя:

$$p_E = p_B - \rho g a_{BE} Q_E |Q_E|, p_F = \rho g (a_{щF} + a_{сб}) Q_{сб}^2,$$

Здесь  $a_{BE}$  - гидравлическое сопротивление канала BE,  $a_{щF}$  – переменное гидравлическое сопротивление между головкой клапана и седлом со стороны сбросной магистрали, рассчитываемое по формуле  $a_{щF}(z) = \frac{1}{g\pi d_F^2 \mu^2(z) \cdot (z)^2}$ ,  $a_{сб}$  – 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 как  $p_C = \rho g(a_{щF} + a_{сб} + a_{CF})Q_{сб}^2$ .

Совместное решение всех указанных выше уравнений и составляет основу математического моделирования рабочего процесса гидравлического ударного механизма отбойного молотка.

На базе разработанной математической модели создан имитационный алгоритмы для пошаговой имитации во времени рабочего процесса каждой из рассмотренных систем. На рис. 4 приведено сравнение рабочих параметров натуральных и имитационных экспериментов ручного отбойного молотка. Ошибка отклонений не превышает 15%, что свидетельствует об адекватности математических моделей и возможности их использования для определения оптимальных параметров.

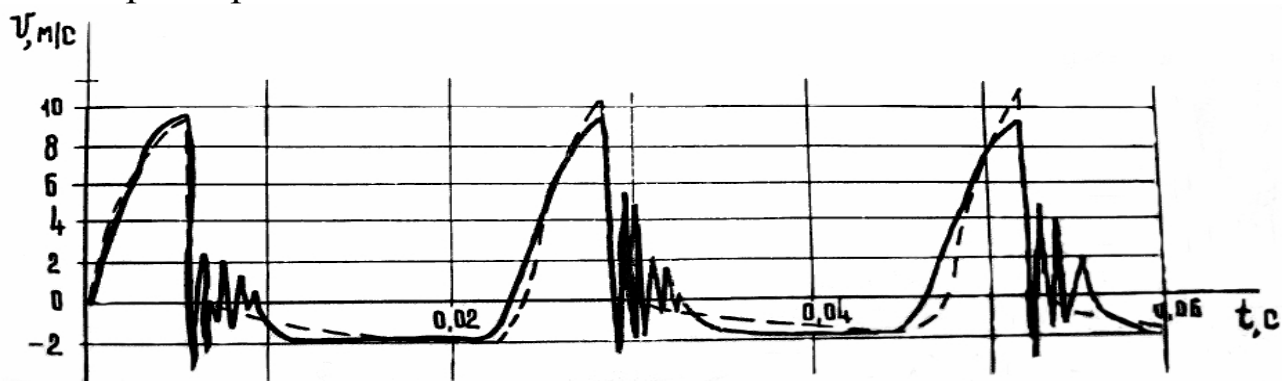


Рисунок 4 - Сравнение расчетных и экспериментальных данных скорости бойка для гидравлического отбойного молотка

Оптимизация рабочего процесса была выполнена симплекс-методом, который является одним из наиболее эффективных при экспериментальной оптимизации. Данный метод позволяет на основании четких правил принимать решение о том, куда двигаться на каждом последующем шаге оптимизации.

Последовательным отбрасыванием вершин с наихудшими значениями функции отклика в многофакторном пространстве происхо-

дит перемещение центра симплекса к оптимуму. В таблице 1 приведены начальные данные для процесса оптимизации.

Таблица 1.

Факторы	$Z_0$ , мм	$d_D$ , мм	$X_0$ , мм	$m_6$ , кг	$d_F$ , мм
Начальное значение	8	18	20	0.8	18
Начальный интервал варьирования	0.5	0.5	1	0.1	0.5

В соответствии с поставленной задачей для молотка, обеспечивающего энергию удара 35-45 Дж, определены следующие значения параметров:  $Z_0$  (ход поршня клапана) – 5.6 мм,  $d_D$  (диаметр клапана) – 19 мм,  $X_0$  (ход бойка) – 21.5мм,  $m_6$  (масса бойка) – 0.64кг,  $d_F$  (диаметр в соответствующей камере) – 16.6мм.

На основе проведенных расчетов и исследований был создан и испытан опытный образец гидравлического отбойного молотка ГМ-9 массой 8,9 кг и энергией удара 35 Дж, а с помощью дальнейшей оптимизации параметров и конструкции разработан гидромолоток ГМ-7, масса которого составляет 7,2 кг, а развиваемая энергия единичного удара – до 40 Дж при подводимом давлении 6МПа

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Проведены исследования типоразмерный ряд гидравлических отбойных молотков массой 7-9 кг, с энергией удара 20-40 Дж.

Дальнейшие исследования необходимо проводить с целью, во-первых, систематизации разработанных математических моделей гидроударных механизмов различного назначения, во-вторых, обобщения накопленного опыта проектирования путем создания системы автоматизированного проектирования на основе разработанных математических моделей, в-третьих, продолжения экспериментальных исследований энергетических показателей гидроударных механизмов. Решение задачи оптимального синтеза с использованием адекватных математических моделей позволит автоматизировать процесс проектирования и выбора рациональных конструктивных и рабочих параметров.

#### Список литературы

1. Соколинский Б.В. Машины ударного разрушения (основы комплексного проектирования) / Б.В. Соколинский.-М.: Машиностроение, 1982.-184с.
2. Тимошенко Г.М. Гидравлический отбойный молоток ГМ-9 / Г.М.Тимошенко, Т.А.Устименко, В.Ф. Мартыненко // 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 / С.А. Селивра.-Донецк,1986.-194 с.
4. Устименко Т.А. Обоснование структуры и выбор оптимальных параметров гидравлического отбойного молотка : дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Т.А.Устименко.-Донецк. 1990.-204с.



5. Гидравлическое устройство ударного механизма; А.с. 1154455 СССР, МКИ<sup>3</sup> Е 21 С 3/20 / Г.М.Тимошенко, С.А.Селивра, А.Ф.Яценко, Т.А.Устименко. – 3677562/22-03; заявлено 22.12.83; Опубл. 1985. – Бюл.№17.
6. Гидравлическое устройство ударного действия ; А.с. 1534186 СССР, МКИ<sup>3</sup> Е 21 С 3/20/ Г.М.Тимошенко, Т.А.Устименко. С.А.Селивра, А.Ф.Яценко, Е.Н.Петров. – 4368415/23-03; заявлено 20.01.88; Опубл. 1990. – Бюл.№1.
7. Гидравлическое устройство ударного действия ; А.с. 1437496 СССР, МКИ<sup>3</sup> Е 21 С 3/20/ Г.М.Тимошенко, В.Н. Введенский, С.А.Селивра, А.Ф.Яценко, А.А.Селивра. – 4168389/22-03; заявлено 26.12.86; Опубл. 1988. – Бюл.№42.
8. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С.Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982.-423с.
9. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов / М.А. Караев. – М.: Недра, 1983.-208 с.
10. Алимов О.Д. Основы теории и расчета гидрообъемных виброударных механизмов / О.Д. Алимов, С.А. Басов. – Фрунзе: Илим, 1976.-25с.
11. Гидропневмоударные системы исполнительных органов горных и строительно-дорожных машин / А.С.Сагинов, А.Ф.Кичигин, А.Г.Лазуткин, И.А.Янцен. – М.: Машиностроение, 1980.-299с.
12. Селивра С.А. Разработка гидравлических механизмов ударного действия различной мощности / С.А.Селивра, Т.А.Устименко, А.Ф.Яценко // Наукові праці ДонНТУ.Серія: Гірничо-електромеханічна». - 2009. - № 17(157). – С. 235-244.

**Т.О. Устименко, О.Ф. Яценко.** *Аналіз схеми запуску і вибір оптимальних параметрів гідравлічного відбійного молотка. Наведено декілька принципових схем запуску гідравлічних ударних механізмів ручної машини, де пуск молотка в роботу здійснюється або натисненням на рукоять, або при наявності контакту з руйнованим масивом. Виконаний порівняльний аналіз, на підставі якого здійснений вибір найбільш раціональної схеми. Шляхом оптимізації знайдені конструктивні і робочі параметри, що забезпечують необхідний рівень енергії і ударної потужності. Працездатність приведених схем перевірена за допомогою імітаційного моделювання на ЕОМ і підтверджена експериментальними даними на натурній установці.*

**гідравлічний відбійний молоток, запуск, енергія, робоча рідина, імітаційне моделювання, експеримент**

**T.A. Ustimenko, A.F. Yatsenko.** *The Analysis of the Starting Circuit and the Choice of Optimum Parameters of Hydrohammer. This article describes the researching of different principles of activation of hydraulic shock mechanisms of hand machine, where starting of the hammer is carried out either by pushing the handle or through the contact with the destroyed material. A comparative analysis and the choice of the most rational circuit were performed. Optimal working parameters providing the required level of energy were found.*

**hydrohammer, work activation, power, hydraulic fluid, imitation modeling, experiment**

*Стаття надійшла до редколегії 27.10.2010*

*Рецензент: д-р техн. наук, проф. каф. ЕМС ДонНТУ А.П.Кононенко*

© Устименко Т.А., Яценко А.Ф., 2010