

УДК 621.694.3

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ФАКТОРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ**

Устименко Т.А., канд. техн. наук,

Яценко А.Ф. канд. техн. наук, доц.

Донецкий национальный технический университет

*Получены основные факторы, определяющие энергетические показатели трех структурных схем гидравлических ударных механизмов**The factors were determined to define power parameters of three structures of hydraulic shock mechanisms***Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

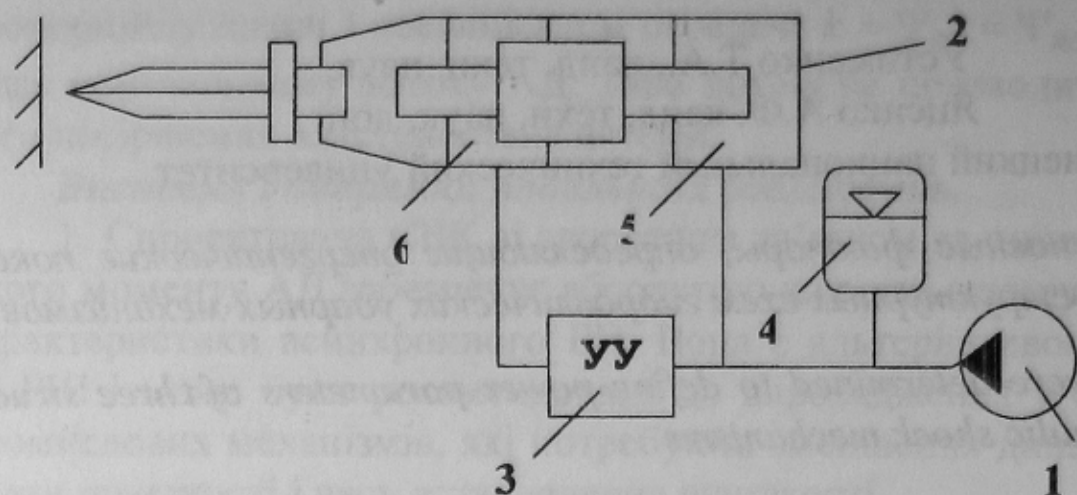
В последние годы широкое распространение получают гидравлические устройства ударного действия, которые по сравнению с пневматическими обладают более высокими энергией единичного удара и к.п.д. Для обеспечения высоких энергетических показателей необходимо определить диапазон рациональных значений конструкторско-режимных факторов устройств.

**Постановка задачи.** Существует три структурные схемы гидроударных устройств: с управляемой камерой обратного хода, с управляемой камерой прямого хода и с обеими управляемыми камерами. Перечисленные схемы состоят из одинаковых элементов: питающий насос 1, узел ударника 2, устройство управления (УУ) 3, гидропневмоаккумулятор 4. Поршень-боек ударника образует с корпусом камеры прямого 5 и обратного 6 хода.

На примере схемы с управляемой камерой обратного хода, как наиболее распространенной, составим уравнения движения поршня бойка и выполним их анализ с целью нахождения основных факторов, определяющих энергетические показатели работы.

В этой схеме срабатывание УУ происходит мгновенно в момент достижения поршнем-бойком одного из крайних положений. В момент удара (левое положение поршня-бойка) камера обратного хода 6 устройством управления 3 соединяется с подводящей магистралью. Давление, действующее на рабочую поверхность, возрастает, что приводит к перемещению поршня-бойка в крайнее правое положение. После чего УУ соединяет камеру 6 со сливной магистралью. Давле-

ние в камере 6 падает. Под действием высокого давления в камере прямого хода 5 поршень-бойек совершает прямой ход, нанося удар по рабочему инструменту. В дальнейшем цикл повторяется.



**Изложение материала и результат.** Движение поршня-бойка осуществляется под воздействием равнодействующей сил

$$m_6 \ddot{x} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{mp}$$

$m_6$  - масса поршня-бойка,  $p_1, p_2$  - давления в камерах прямого и обратного хода, соответственно,  $S_1, S_2$  - площади рабочих поверхностей поршня-бойка в камере прямого и обратного хода.

Сила трения резиновых уплотнений рассчитывается по формуле:

$$F_{mp} = k_{mp} \cdot \text{sign}(\dot{x}) (|p_1 - p_2| S_{mp1} + p_1 S_{mp2}),$$

$k_{mp} = 0,15$  - коэффициент трения пары сталь-резина, смоченная водой

Давления в камерах при рабочем ходе

$$p_1 = p_m - \rho g a_1 Q_1 |Q_1|$$

$$p_2 = \rho g a_{сб} Q_2 |Q_2|$$

при холостом ходе

$$p_1 = p_m - \rho g a_2 Q_2^2$$

где -  $a_1, a_2$  - гидравлические сопротивления каналов высокого давления камер прямого и обратного хода,  $a_{сб}$  - гидравлическое сопротивление сливной магистрали.



$Q_1, Q_2$  - расходы в камерах прямого и обратного хода определяются как  $Q_1 = \dot{x}S_1, Q_2 = \dot{x}S_2$ , и их сумма составляет расход  $Q_0$  подводимый к гидроударному механизму.

Состояние газа в гидропневмоаккумуляторе описывается уравнением адиабатного процесса сжатия и расширения

$$P_{03} W_{03}^{\kappa} = P_m W_m^{\kappa}, \text{ где } \kappa = 1,4, \text{ показатель адиабаты.}$$

$P_{03}, W_{03}$  - начальные значения давления и объема газа в аккумуляторе,  
 $P_m, W_m$  - текущие значения.

Один из основных показателей работы гидроударного механизма - энергия единичного удара  $E = \frac{m_b \dot{x}^2}{2}$ .

Как видно их приведенных выше основных уравнений, рабочий процесс определяется большим числом факторов. Их количество можно сократить путем нормализации уравнений. Для этого введем следующие безразмерные переменные

$\lambda = \frac{x}{x_0}$  - безразмерная координата положения бойка;  $x_0$  - ход поршня-бойка

$\tau = \frac{Q_0 t}{W_{03}}$  - безразмерное время;

$q_1 = \frac{P_m}{P_{03}}, q_2 = \frac{P_1}{P_{03}}, q_3 = \frac{P_2}{P_{03}}$  - безразмерные давления;

$v_1 = \frac{Q_1}{Q_0}, v_2 = \frac{Q_2}{Q_0}$  - безразмерные расходы

и уравнение движения поршня-бойка принимает вид

$$\frac{m_b x_0 Q_0^2}{W_{03}^2 P_{03} S_1} \frac{d^2 \lambda}{d \tau^2} = q_1 - q_2 \frac{S_2}{S_1} - \frac{F_{mp}}{P_{03} S_1}$$

Откуда следует, что рабочий процесс определяют следующие безразмерные комплексы

$$\pi_1 = \frac{m_b x_0 Q_0^2}{W_{03}^2 P_{03} S_1}, \pi_2 = \frac{S_2}{S_1}, \pi_3 = \frac{B_1 Q_0^2}{P_{03}},$$

$$\pi_4 = \frac{B_2 Q_0^2}{P_{03}}, \pi_5 = \frac{B_{cb} Q_0^2}{P_{03}}, \pi_6 = \frac{S_1 x_0}{W_{03}}$$

где  $B_1 = \rho g a_1, B_2 = \rho g a_2, B_{сб} = \rho g a_{сб}$

Поскольку в качестве питающего насоса принят поршневой насос, то считаем его подачу постоянной. Масса поршня-бойка, параметры гидропневмоаккумулятора задаются, исходя из требований, накладываемых на габариты устройства и его энергетические показатели. Следовательно, их целесообразно учитывать в размерном виде.

Введя  $k_1 = \frac{S_2}{S_1}$  - соотношение рабочих площадей,  $k_2 = \frac{B_{сб}}{B_1}$  - от-

носительное сопротивление сброса  $(\pi_5 / \pi_3)$ ,  $k_3 = \frac{S_1 x_o}{W_{оз}}$  - относительный объем камеры прямого хода, получаем набор факторов, полностью характеризующих рассматриваемую систему.

Итак, путем нормализации уравнений рабочего процесса получены основные шесть факторов, исследование которых позволит установить оптимальные конструктивные параметры для каждой из структурных схем гидроударного механизма. Этими факторами являются:

$$m_{б}, p_{оз}, W_{оз}, k_1, k_2, k_3$$

**Выводы и направления дальнейших исследований.** Поскольку набор факторов одинаков для трех рассматриваемых структурных схем, то можно утверждать, что их использование в дальнейших исследованиях позволит установить оптимальные значения конструктивных и рабочих параметров гидроударных систем.

#### Список источников

1. Веников В.А., Веников Г.В. Теория подобия и моделирования применительно к задачам электротехники. - М.:Высшая школа, 1984. - 434 с.
2. Теория инженерного эксперимента. Учебное пособие/Г.М.Тимошенко, П.Ф.Зима/ДПИ. - Донецк, 1984.-80 с.
3. Попов Ю.Н., Прилепский Р.К., Скуба В.Н. Основы нелинейной теории подобия пневматических бурильных машин. - Новосибирск: Наука, 1979. - 112 с.