

УДК 621.694.3

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОУДАРНОГО МЕХАНИЗМА С УПРАВЛЯЕМОЙ КАМЕРОЙ ПРЯМОГО ХОДА

Яценко А.Ф., Селивра С.А., доценты, канд. тех. наук,
Донецкий национальный технический университет

Разработана математическая модель гидроударного механизма с управляемой камерой прямого хода. Определены безразмерные факторы, влияющие на его работу.

The mathematical model of the hydroshock mechanism with the controlled chamber of a direct course is developed. The dimensionless factors influencing for his work are determined.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

В последние годы широкое распространение получили гидравлические ударные устройства, имеющие, по сравнению с пневматическими, существенные преимущества, такие как более высокий КПД, лучшие шумо-вибрационные характеристики, возможность их применения при отсутствии пневмосети, большая ударная мощность при меньшей массе.

Однако, все известные зарубежные и отечественные гидравлические ударные механизмы в качестве рабочей жидкости используют либо индустриальное масло, либо, в лучшем случае, водомасляную эмульсию.

Академик О.Д. Алимов [1] считает, что актуальной задачей является изыскание новых рабочих жидкостей, т.к. вышеназванные отличаются дороговизной, а самое главное – вредным воздействием на окружающую среду и обслуживающий персонал.

Поэтому создание гидроударных устройств, использующих в качестве рабочей жидкости техническую воду, является весьма актуальным.

Анализ исследований и публикаций. Исследованию гидравлических ударных механизмов посвящены работы ВНИИСМИ, УНИИ-подземмаш, ДонУГИ, ВНИИГД и ряда зарубежных фирм США, ФРГ, ШВЕЦИИ, Финляндии.

Основные положения теории расчета гидроударных механизмов развиты в трудах Алимова О.Д., Ашавского А.М., Ешуткина Д.Н., Кичигина А.Ф., Яценца И.А. и др.

Благодаря работам ведущих институтов и фирм созданы гидравлические ударные механизмы, разработана теория их расчета.

Однако, следует отметить, что применяемые устройства для ударного и ударно вращательного бурения, разрушения негабаритов и т.д. используют в качестве рабочей жидкости индустриальное масло и распределительное устройство ударного типа.

Постановка задачи. На основании анализа, выполненных ранее научно-исследовательских работ и проведенных экспериментальных исследований ручных гидроударных механизмов, вытекают следующие задачи:

1. Выбор рациональной структурной схемы гидравлического ударного устройства.
2. Составление математической модели гидроударного механизма.
3. Определения факторов, определяющих рабочий процесс гидроударного механизма.

Изложение материала и результаты. В Донецком Национальном Техническом Университете длительное время ведутся работы по созданию гидравлических ударных устройств, использующих в качестве рабочей жидкости техническую воду [2,3,4].

Разработаны структурные схемы, которые применимы как для ударников малой мощности (например, гидравлические отбойные молотки), так и для ударников большей мощности (гидравлические бурильные головки).

Проведены исследования трех типов структурных схем: с управляемой камерой прямого хода, с управляемой камерой обратного хода и с двумя управляемыми камерами.

В результате проведенных исследований (5) установлено, что для структуры с управляемой камерой обратного хода предельное значение энергии удара недостаточно для создания гидроударных механизмов (при допустимых значениях массы и габаритов).

Структура же с двумя управляемыми камерами усложняет конструкции гидроударного механизма и увеличивает его массу, что особенно недопустимо для ручной машины.

Поэтому, для исследования принята структурная схема с управляемой камерой прямого хода, как наиболее приемлемая для гидравлического ударного устройства.

Структурная схема гидроударного механизма с управляемой камерой прямого хода в системе объемного гидропривода приведена

на рис. Насос 1, снабжен предохранительным клапаном 2. В состав гидроударного механизма входят три узла: узел ударника 3, устройство управления 4 и гидропневмоаккумулятор 5. Поршень боек 6 узла ударника образует с корпусом камеры прямого хода 7 и обратного 8. Гидропневмоаккумулятор 5 поддерживает высокое давление в камере 7 при разгоне бойка 6.

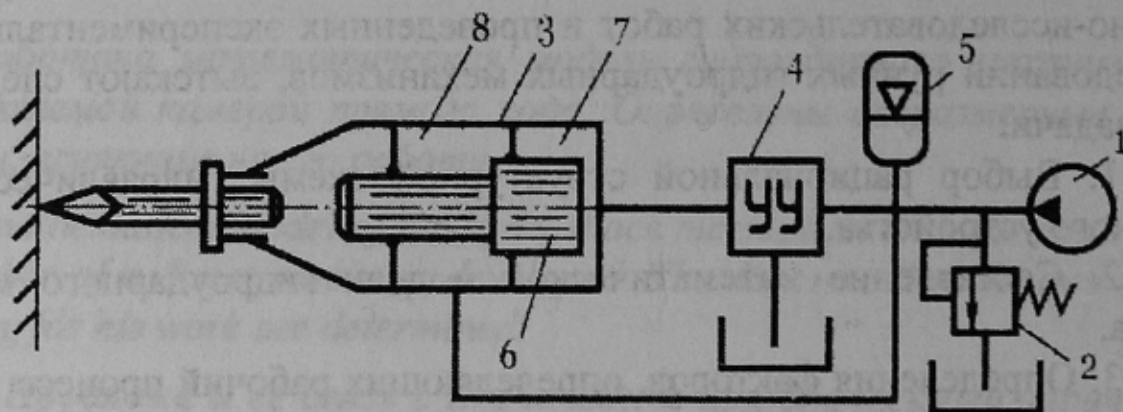


Рисунок - Структурная схема гидроударного механизма

Математическая модель гидроударного механизма составляется при следующих допущениях:

- устройство управления перемещается мгновенно, т.е. время его срабатывания в конце прямого или обратного хода бойка равно нулю;
- удар бойка по инструменту происходит мгновенно, т.е. временем передачи энергии пренебрегаем;
- волновые процессы в напорной и сливной магистралях не влияют на рабочий процесс;
- корпус гидроударного механизма неподвижен относительно инструмента;
- процессы изменения давления и объема пневматической полости аккумулятора 5 подчиняются адиабатному закону.

Баланс расходов воды для входного сечения гидроударного механизма:

$$Q_o = Q_{ГПА} + Q_{КЛ} + Q_M \quad (1)$$

где Q_o - подача насоса; $Q_{ГПА}$ - расход воды, поступающей в гидропневмоаккумулятор; $Q_{КЛ}$ - расход воды, сбрасываемой предохранительным клапаном;

$$Q_{КЛ} = \left(\frac{P_{КЛ}}{\rho g a_{КЛ}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$a_{кл}$ -гидравлическое сопротивление проточной части предохранительного клапана; Q_M -расход воды, направляемый к гидроударному механизму;

$$Q_M = Q_1 + Q_2 \quad (2)$$

Q_1 -расход воды, в камере прямого хода; Q_2 - расход воды, в камере обратного хода;

$$Q_1 = \dot{x} S_1, Q_2 = -\dot{x} S_2 \quad (3)$$

\dot{x} -скорость бойка; S_1, S_2 -площади рабочих поверхностей в камерах прямого и обратного хода.

Состояние газа в гидропневмоаккумуляторе описывается уравнением:

$$P_{O3} W_{O3}^K = P_T W_T^K \quad (4)$$

адиабатного процесса сжатия и расширения газа,

P_{O3}, W_{O3} -начальные значения давления и объема воздуха в аккумуляторе; P_T, W_T -текущие значения давления и объема воздуха, $K=1,4$ – показатель адиабаты.

Давления в рабочих камерах (P_1 - в камере прямого хода, P_2 - обратного хода) ударного механизма определяются:

При рабочем ходе:

$$P_1 = P_T - \rho g a_1 Q_1 |Q_1| \quad (5)$$

$$P_2 = P_T - \rho g a_2 Q_2 |Q_2| \quad (6)$$

При обратном ходе:

$$P_1 = \rho g a_{сб} Q_1^2 \quad (7)$$

где a_1 - гидравлическое сопротивление напорной магистрали и канала высокого давления устройства управления; a_2 - гидравлическое сопротивление канала высокого давления камеры обратного хода; $a_{сб}$ - гидравлическое сопротивление сливной магистрали.

Движение бойка осуществляется под действием сил давления на его рабочие поверхности:

$$m_\delta \ddot{x} = P_1 S_1 - P_2 S_2 - F_{TP} \quad (8)$$

где m_{δ} - масса бойка;

F_{TP} - сила трения, рассчитывается по формуле:

$$F_{TP} = K_{TP} \text{sign}(\dot{x}) (|P_1 - P_2| S_{TP1} + P_1 S_{TP2}) \quad (9)$$

K_{TP} - коэффициент трения пары сталь-резина.

Интегрированием уравнения (5) определяется скорость $\dot{x}(t)$ движения бойка и координата $x(t)$ его положения.

Начальные условия:

$$\begin{aligned} x(0) &= x_0 \\ \dot{x}(0) &= 0 \end{aligned} \quad (10)$$

где x_0 - ход бойка.

Энергия единичного удара определяется:

$$E = \frac{m_{\delta} \dot{x}^2}{2} \quad (11)$$

а ударная мощность:

$$N_y = Ef \quad (12)$$

где f - частота ударов.

Данная схема работоспособна, если рабочая площадь в камере прямого хода больше площади в камере обратного хода $S_1 > S_2$.

Как видно из приведенной математической гидроударного механизма рабочий процесс определяет большое число факторов. Их можно уменьшить путем нормализации уравнений, т.е. приведением их к безразмерному виду.

Для приведения уравнения (5,6,7) к безразмерному виду введем следующие безразмерные переменные:

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

$$\tau = \frac{Q_0 t}{W_0} - \text{безразмерное время};$$

$$q_T = \frac{P_T}{P_{O3}}; q_1 = \frac{P_1}{P_{O3}}; q_2 = \frac{P_2}{P_{O3}} - \text{безразмерные давления};$$

$$V_1 = \frac{Q_1}{Q_0}; V_2 = \frac{Q_2}{Q_0} - \text{безразмерные расходы}.$$

Безразмерные расходы в соответствии с введенными обозначениями и формулами (3) можно представит в виде:

$$V_1 = \frac{S_1 x_0}{W_{O3}} \frac{d\lambda}{d\tau} \quad (13)$$

$$V_2 = -\frac{S_2 x_0}{W_{O3}} \frac{d\lambda}{d\tau} \quad \text{или} \quad V_2 = -\frac{S_1 x_0}{W_{O3}} \frac{S_2}{S_1} \frac{d\lambda}{d\tau} \quad (14)$$

Безразмерные давления в рабочих камерах преобразуется к виду:

$$q_1 = \begin{cases} q_T - \frac{B_n Q_0^2}{P_{O3}} \left(\frac{S_1 x_0}{W_{O3}} \frac{d\lambda}{d\tau} \right)^2 - \text{прямой ход} \\ \frac{B_{сб} Q_0^2}{P_{O3}} \left(\frac{S_1 x_0}{W_{O3}} \frac{d\lambda}{d\tau} \right)^2 - \text{обратный ход} \end{cases} \quad (15)$$

$$q_2 = q_T + \frac{B_2 Q_0^2}{P_{O3}} \left(\frac{S_1 x_0}{W_{O3}} \frac{S_2}{S_1} \frac{d\lambda}{d\tau} \left| \frac{d\lambda}{d\tau} \right| \right) \quad (16)$$

Здесь введены обозначения:

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

С учетом полученных зависимостей преобразуем к безразмерному виду уравнение (8)

$$\frac{m_\delta x_0 Q_0^2}{W_{O3}^2 P_{O3} S_1} \frac{d^2 \lambda}{d\tau^2} = q_1 - q_2 \frac{S_2}{S_1} - \frac{F_{TP}}{P_{O3} S_1}$$

Как видно из полученных уравнений в безразмерной форме, рабочий процесс определяют следующие безразмерные комплексы:

$$\pi_1 = \frac{m_\delta x_0 Q_0^2}{W_{O3}^2 P_{O3} S_1}; \pi_2 = \frac{S_2}{S_1}; \pi_3 = \frac{B_1 Q_0^2}{P_{O3}};$$

$$\pi_4 = \frac{B_2 Q_0^2}{P_{O3}}; \pi_5 = \frac{B_{сб} Q_0^2}{P_{O3}}; \pi_6 = \frac{S_1 x_0}{W_{O3}}.$$

Предварительные исследования (2) показали, что $Q_0 \approx 60$ л/мин, $m_\delta \approx 1,5$ кг, P_{O3} - равно давлению подводимого потока, $W_{O3} \approx 0,05 \div 0,3$ л. В этом случае будут обеспечены заданные энергетические показатели устройства. Дополним указанные параметры следующими безразмерными комплексами.

$$K_1 = \frac{S_2}{S_1} - \text{соотношение рабочих площадей}$$

$$K_2 = \frac{B_{сб}}{B_1} - \text{относительное сопротивление сброса.}$$

Комплекс получен путем деления π_5 на π_3 .

$$K_3 = \frac{S_1 x_0}{W_{O3}} - \text{относительный объем камеры рабочего хода.}$$

Таким образом, для планирования эксперимента и построения уравнения регрессии выполняются шесть факторов:

$$m_\delta, P_{O3}, W_{O3}, K_1, K_2, K_3$$

В качестве критерия эффективности принимается энергия единичного удара. Так, для гидравлического отбойного молотка (масса 7; 9 кг) была принята энергия единичного удара от 35 до 55 Дж.

Выводы и направления дальнейших исследований. Разработанная математическая модель гидравлического ударного механизма позволяет определить факторы, влияющие на его работу.

Приведение факторов к безразмерному виду сократило количество и упростило анализ их влияния на рабочий процесс.

Дальнейшие экспериментальные решения позволяют уточнить и внести коррективы в полученные зависимости.

Список источников:

1. Алимов О.Д., Дворников Л.Т. Бурильные машины. М.: Машиностроение, 1976 – 295 с.
2. Создание и освоение гидроударных механизмов для разрушения монолитов шлака: Отчет о НИР./Донецк. Политехн. институт: Руководитель Г.М.Тимошенко. -№83-74; ГРО830007383;
3. Инв. № 02870028062.- Донецк, 1986.- 88 с..
4. А.с: 1154455 СССР, МКН³ E21C 3/20 Гидравлическое устройство ударного действия .Г.М.Тимошенко, С.А. Селивра, А.Ф.Яценко, Т.А.Устименко.- №3677562/22-03; заявлено 22.12.83;опубл. 1985. – бюл.№17
5. А.с: №1461902 СССР, МКН⁴ E21C 3/20. Гидравлическое устройство ударного действия .Г.М.Тимошенко, С.А. Селивра, А.Ф.Яценко, В.В.Гулин, Т.А.Устименко.- №4195340/03; заявлено 13.02.87;опубл. 1989. – бюл.№8
6. М.Тимошенко, Т.А.Устименко. Выбор рациональных параметров гидравлического отбойного молотка типа ГМ/ Донецк политехн. ин-т.- Донецк,1989.-14 с. – Деп.в УНИЭИ-уголь 03.05.89 №48_83-УП-БУ №4,1989.