

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА НА ОСНОВЕ МОДЕЛИ ГИДРОУДАРНОЙ СИСТЕМЫ С ИСТОЧНИКОМ ПОСТОЯННОГО ДАВЛЕНИЯ

Леонид Владимирович Городилов

Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, 630091, Россия, г. Новосибирск, Красный пр., 54, доктор технических наук, заведующий лабораторией моделирования импульсных систем, тел. (383)205-30-30, доб. 118, e-mail: gor@misd.ru

Представлена процедура выбора параметров гидроударного устройства, построенная на основе модели гидроударной системы с источником постоянного давления. Приводятся формулы для определения энергетических характеристик устройства по ограниченному количеству его основных параметров и параметров источника. На основе полученных результатов вычисляются остальные параметры. Процедура выбора параметров демонстрируется на конкретном примере. Результаты сравниваются с результатами выбора параметров в программе HPS.

Ключевые слова: гидроударная система, расход, давление, предупредительная скорость, частота ударов.

METHOD FOR DETERMINING THE PARAMETERS OF HYDRAULIC IMPACT DEVICE BASED ON A HYDRAULIC PERCUSSION MODEL WITH A SOURCE OF CONSTANT PRESSURE

Leonid V. Gorodilov

Chinakal Institute of Mining SB RAS, 54, Krasny Prospect St., Novosibirsk, 630091, Russia, D. Sc., Head of Laboratory of Impulse Systems Modeling, phone: (383)205-30-30, extension 118, e-mail: gor@misd.ru

The procedure for selecting parameters of a hydraulic impact device based on a hydraulic percussion model with a constant pressure source is presented. Formulas are given for determining the energy characteristics based on a limited number of device and source parameters. Using the results obtained, the remaining parameters are calculated. The calculation results for the proposed procedure are compared with the results of parameter selection in the HPS software.

Key words: hydraulic percussion system, flow rate, pressure, pre-impact speed, impact frequency.

При разработке теории и исследовании общих свойств гидроударных систем в 60–80-х годах прошлого века главным образом использовали расчетные схемы «рационального рабочего процесса» [1] или «эталонного ударного механизма» [2, 3,4], которые рассматривают явление как движение ограниченной с одной стороны материальной точки под действием «кусочно-постоянной», зависящей от координаты и направления движения, силы. Применении указанной силовой функции в расчетах позволяет получить решение – характеристики ударного устройства (предударную скорость, частоту ударов и др.) – в аналити-

ческом виде, и может интерпретироваться как использование модели гидроударной системы с источником постоянного давления [5]. У этой модели есть недостатки, так при расчете параметров ударных устройств не ясно, какая подача необходима для поддержания в системе заданного давления, и авторы указанных выше работ никак это не комментируют.

Рассматриваемая система автоколебательная, ее характеристики определяются исключительно параметрами ударного устройства, расходом и свойствами подаваемой к нему жидкости. Поэтому в [6], при исследовании общих свойств системы гидроударных устройств, использовали расчетную схему автономной системы с источником постоянного расхода. Эта модель – нелинейная, расчет характеристик может производиться лишь численно, а выбор параметров основан на многоэтапном решении обратной задачи анализа, исходными данными которой служит таблица рассчитанных численно безразмерных характеристик системы в пространстве динамических критериев подобия. В [7] разработана программа, в которой процедура выбора включает задание некоторого количества исходных размерных параметров, расчет таблицы значений остальных параметров и выходных характеристик и отбор из них по заданным ограничениям на остальные параметры и характеристики приемлемых вариантов. Таким образом в этом случае без предварительных трудоемких расчетов и специальной процедуры отбора невозможно определить параметры гидроударного устройства.

В настоящей работе для гидроударного устройства двухстороннего действия представлена процедура выбора параметров в рамках расчетной схемы с источником постоянного давления, позволяющая определить основные параметры как гидроударного устройства, так и источника подачи жидкости.

Рассмотрим принципиальную схему гидроударной системы, включающей источник расхода – насоса (Н), предохранительный клапан (КП), газожидкостный аккумулятор (АК), распределитель (Р) и ударный узел – боек (Б) и корпус (К) (рис. 1). Это система двухстороннего действия с позиционными обратными связями между бойком и распределителем. В исходном состоянии боек находится на ограничителе ОГ, распределитель – в позиции I. Боек начинает двигаться влево (фаза обратного хода), при прохождении им координаты $x_{[1]}$ происходит переключение в Р позицию II, Б под действием давления в камере В останавливается и начинает двигаться к ограничителю (фаза прямого хода), при прохождении Б координаты $x_{[2]}$ происходит возврат Р в позицию I, на боек теперь действует сила со стороны камеры А, он замедляет скорость и взаимодействует с ограничителем ОГ. Цикл повторяется.

Структура рабочего цикла системы описывается уравнениями

$$x \leq -x_{[1]}, v < 0 - I \rightarrow II; x = x_{[2]}, v > 0 - II \rightarrow I; x = 0, v_+ = -Rv_-, \quad (1)$$

где x и v – координата и скорость бойка, \rightarrow указывает направление изменения позиции распределителя; v_+ и v_- – скорости бойка до и после удара, R – коэффициент восстановления скорости.

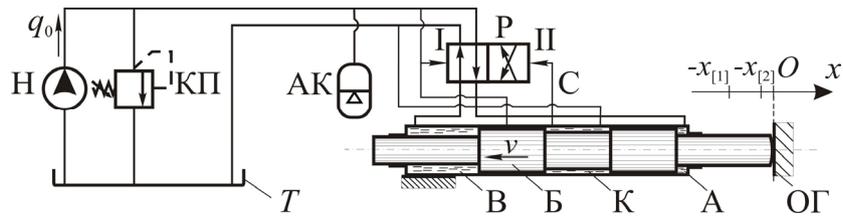


Рис. 1. Принципиальная схема объемной гидроударной системы:

Н – насос; АК – газожидкостный аккумулятор; КП – предохранительный клапан; Р – распределитель; П – пружина; С – управляющая линия распределителя Р; К и Б – корпус и боек ударного узла (УУ); ОГ – ограничитель (инструмент); А, В – соответственно камеры обратного и прямого хода УУ

Выпишем основные параметры и характеристики гидроударной системы:

– q_0 , p_n и η_0 – соответственно идеальная подача, номинальное давление и объемный КПД насоса; m и S_A , S_B – масса и площади бойка со стороны камер А, В, $x_{[1]}$ и $x_{[2]}$ – координаты бойка, при которых происходит переключение распределителя из позиции I в II и наоборот; V_n – объем газожидкостного аккумулятора при номинальном давлении; R – коэффициент восстановления (отскока) скорости бойка;

– предударная скорость бойка v_I^* , частота ударов f^* , максимальный размах колебаний бойка X_{\max}^* , и ударная мощность N_I^* .

Будем считать, что давление при работе ГУ – близко к номинальному p_n . Тогда, при заданных значениях параметров η_0 , m , S_A , S_B , $x_{[1]}$, $x_{[2]}$, R , характеристики ГУ определяются по формулам [1][5]

- предударная скорость бойка

$$v_I^* = \sqrt{\frac{2p_n}{m(1-R^2)}(S_A + S_B)(x_{[1]} - x_{[2]})} \quad (2)$$

- частота ударов

$$f = \frac{p_n S_A / m}{(1-R)v_I + (1+\sigma_0)\sqrt{R^2 v_I^2 + (2p_n S_A / m)x_{[1]}} - (1-\sigma_0)\sqrt{v_I^2 + (2p_n S_A / m)x_{[2]}}}, \quad (3)$$

- максимальный размах колебаний бойка

$$X_{\max} = x_{[1]}(1+\sigma_0) + (x_{[1]} - x_{[2]})(1+\sigma_0)R^2 / (1-R^2) \quad (4)$$

- ударная мощность определяется произведением энергии удара на частоту

$$N_I^* = \frac{1}{2} m (v_I^*)^2 \cdot f^*, \quad (5)$$

где $\sigma_0 = S_A / S_B$.

¹ надстрочный индекс «*» означает, что данная характеристика относится к предельному циклу

Формулами (2)-(5) полностью исчерпываются результаты, которые могут быть получены с применением модели системы с источником постоянного давления. В этой расчетной схеме никак не отражаются параметры источника расхода и присутствующего в каждой объемной гидросистеме аккумулятора энергии. Для их получения необходимы дополнительные предположения и выкладки, как делается например в [1], где параметры сетевого аккумулятора выбираются на основе рассмотрения «неравномерности потребления энергии вибропреобразователем» в течение рабочего цикла. Авторы установили, что необходимая для эффективной работы гидроударной системы без заметных изменений давления в ней энергия аккумулятора, должна составлять не менее 75% энергии удара. Однако это является лишь ограничением на энергетическую характеристику аккумулятора и не определяет его параметры.

Мы, несмотря на использование указанной расчетной схемы, будем считать, что в течение цикла давление не постоянно, а колеблется вблизи некоторого среднего уровня, равного в формулах (2)-(5) p_n .

Прежде всего, найдем расход q_0 , который при заданном объемном КПД η_0 , необходим для поддержания заданного давления, исходя из объема жидкости, потребляемой ГУ за один цикл

$$V_{\text{цикл}} = (S_A + S_B) \cdot x_{[1]}.$$

Произведение $V_{\text{цикл}}$ на частоту ударов f^* будет равно необходимой для циклической работы ГУ подаче жидкости, а расход насоса с учетом объемного КПД системы η_0 , величина которого в данном случае может учитывать и утечки непосредственно в устройстве, можно рассчитать по формуле

$$q_0 = \frac{(S_A + S_B) \cdot x_{[1]} \cdot f^*}{\eta_0}. \quad (6)$$

Заданную величину колебаний давления вблизи его среднего значения можно обеспечить величиной объема аккумулятора. Как показали результаты численных исследований объемных автоколебательных гидроударных систем в широком диапазоне входных параметров [6], для удержания колебаний давления в камерах ударного устройства в течение цикла в пределах 10-15%, объем газожидкостного аккумулятора V_n при номинальном давлении p_n должен быть не менее чем

$$V_n \geq 3.5 \cdot (S_A + S_B) \cdot x_{[1]}. \quad (7)$$

Нами предлагается при заданных исходных параметрах

$$m, S_A, S_B, x_{[1]}, x_{[2]}, R$$

сначала вычислить основные энергетические характеристики ГУ v_I^* , f^* , X_{max}^* и N_I^* по формулам (2)-(5), а затем с учетом полученных результатов, опреде-

лить по формулам (6), (7) необходимые для обеспечения заданных характеристик, подачу насоса q_0 и объем газожидкостного аккумулятора V_n .

Результат таких расчетов, конечно, может отличаться от желаемого, поэтому здесь необходимо предусмотреть некий итерационный алгоритм приближения получаемого решения к требуемому.

Для проверки представленной процедуры были проведены расчеты по формулам (2)-(7) нескольких вариантов гидроударных устройств, результаты которых представлены в таблице в строках 1,3,5. Для простоты принимали $x_{[2]}=R=0$, объемный КПД во всех расчетов был равен $\eta_0=0.7$.

Результаты расчетов параметров и характеристики ГУ

№ №	m , кг	$x_{[1]}$, мм	S_A , см ²	S_B , см ²	v_I , м/с	f	N_I , кВт	p_{\min} , МПа	p_{\max} , МПа	V_n , см ³	q_0 , л/мин
1											
1	5	45	1.30	2.10	8.53	22.4	4.0	12.0	12.0	–	29.3
2	5	45	1.30	2.06	8.40	22.5	3.9	10.6	13.3	63.0	30.0
2											
3	12	42	2.50	3.96	8.85	24.8	11.6	17.0	17.0	–	57.6
4	12	42	2.50	3.96	8.66	25.4	11.4	14.2	20.3	71	60.0
3											
5	25	44	4.00	6.34	8.74	23.4	22.3	21.0	21.0	–	64.0
6	25	44	4.00	6.34	8.54	24.0	21.8	16.9	25.3	94.5	64.0

Тестирования полученных вариантов было проведено при помощи расчетов в программе выбора параметров гидроударных систем HPS, основанной на модели системы с источником постоянного расхода. Расчеты производили при номинальном давлении p_n , расходе примерно равном расходу, полученному по формуле (7). Результаты сравнительных расчетов, представленные в строках 2, 4, 6, показывают удовлетворительное схождение с результатами, полученными по формулам (2)-(7).

Очевидно, что данная методика носит оценочный характер и пригодна для предварительного анализа параметров на этапе эскизного проектирования устройства. Некоторые уточнения в нее можно ввести, учитывая влияние сухого трения в паре «корпус-боек» в площадях камер прямого и обратного хода, а также расход, необходимый для работы распределительного устройства.

Для более точной оценки характеристик ГУ необходимо имитационное моделирование системы, например, в программе SimulationX [8], с учетом ее реальной динамики, механических и гидравлических потерь. Однако при хорошей конструктивной проработке ГУ и минимизации указанных потерь результат расчетов по приведенным формулам может с приемлемой для практики точностью предсказывать характеристики гидроударных устройств.

Работа выполнена в рамках проекта ФНИ № гос. регистрации АААА-А17-117122090003-2.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Алимов О. Д., Басов С. А. Гидравлические виброударные системы. Москва: Наука, 1990. 350 р.
2. Янцен И. А., Ешуткин Д. Н., Бородин В. В. Основы теории и конструирования гидропневмоударников. Кемерово: Кемеров. книжное изд-во, 1977. 245 с.
3. Сагинов А. С. Теоретические основы создания гидроимпульсных систем ударных органов машин. Алма-Ата: Наука, 1985. 254 с.
4. Горбунов В. Ф. и др. Гидравлические отбойные и бурильные молотки. Новосибирск: Ин-т горного дела СО АН СССР, 1982. 91 с.
5. Городилов Л. В. Математические модели гидравлических ударных систем // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2005. № 5. С. 91–105.
6. Городилов Л. В. Анализ динамики и характеристик основных классов автоколебательных гидроударных систем объемного типа // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 1. С. 22–30.
7. Городилов Л. В., Вагин Д., Распутина Т. Б. Методика, алгоритм и программа выбора параметров гидроударных систем // ФТПРПИ. 2017. № 5. С. 64–70.
8. Modeling and Simulation of Technical Systems|ESI ITI [Electronic resource]. 2019. URL: <https://www.simulationx.com/>.

© Л. В. Городилов, 2020