2023

<u>№</u> 4

ГОРНОЕ МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.225.2+622.236

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЗОЛОТНИКОВОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Л. В. Городилов, В. Г. Кудрявцев

Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, E-mail: gor@misd.ru, Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия

Исследована схема управления характеристиками рабочего цикла гидроударного устройства, основанная на задержке движения бойка перед фазой обратного хода. Задержка осуществляется за счет дроссельного регулирования давления в гидравлической камере золотникового распределителя. Проведены испытания физической модели гидроударного устройства с указанной схемой распределения, определены основные энергетические характеристики. В опытах изменялись настройки дросселей и пружины, производящей возврат золотника распределителя в исходное состояние, подаваемый к устройству расход жидкости. Приведены осциллограммы динамических характеристик гидроударного устройства, зависимости регулировочной характеристики распределителя от параметров дросселей, подаваемого к устройству расхода и предварительного натяга пружины. Построены зависимости энергетических характеристик гидроударного устройства от давления задержки и расхода, отражающие возможности их регулирования по предлагаемой схеме управления рабочим циклом. Проанализированы осциллограммы движения золотника в течение рабочего цикла, определены его особенности и недостатки. Предложена конструкция дроссельного регулятора, позволяющая получить режимы работы гидроударного устройства с фиксированными характеристиками.

Гидроударное устройство, схема распределения, дроссельное регулирование, частота и энергия ударов, адаптивная машина

DOI: 10.15372/FTPRPI20230409

В [1] рассмотрены классические и новые схемы управления рабочими циклами гидроударных устройств (ГУ), позволяющие раздельно регулировать их характеристики (энергию и частоту ударов), основная часть которых имеет китайское авторство [2-13]. Эти и другие схемы, например [14, 15], используются в адаптивных технологиях, где энергетические характеристики изменяются автоматически в зависимости от свойств обрабатываемой среды. Они требует создания ударных машин, позволяющих изменять не только величину, но и структуру импульсного силового воздействия на обрабатываемую среду (адаптивное бурение). Это связано с тенденцией перехода к беспилотным (безлюдным) технологиям с применением роботизированных машин и комплексов, в частности буровых установок. Последнее обусловлено ухудшениями условий труда вследствие увеличения глубины открытых и подземных горных работ, необходимостью освоения природных запасов Арктики [16, 17].

Одна из схем управления характеристиками рабочего цикла, развиваемая в ИГД СО РАН [1], приведена на рис. 1 для ударного устройства с управляемой камерой прямого хода. Управление осуществляется задержкой движения бойка перед фазой обратного хода, начинающейся лишь при достижении давлением в системе заданной величины $p_{[3]}$, называемой давлением задержки. Давление p_C в камере управления золотника *C* достигает величины $p_{C[3]}$, необходимой для преодоления силы *F*, которая регулируется параметрами дросселей *3*, *4*. Регулирование $p_{C[3]}$ приводит к изменению энергетических характеристик устройства.



Рис. 1. Схемы золотниковых распределителей для реализации рабочего цикла гидроударного устройства с задержкой движения бойка и адаптивного гидроударного устройства: *I* — золотник; *2* — корпус; *3*, *4* — дроссели; *C* — камера управления; НЛ, СЛ — напорная и сливная линии; КУ — канал управления; КВ — канал, ведущий к камере прямого хода

На основе данной схемы разработан распределитель адаптивного ГУ [1], принцип действия которого использует фундаментальное свойство объемных гидроударных систем [18], заключающееся во влиянии коэффициента восстановления скорости бойка R при его взаимодействии с массивом: при увеличении R давление в системе падает, при снижении — растет. Соответствующим образом изменяется предударная скорость и энергия удара. Для сохранения энергии удара на заданном уровне, обеспечивающем эффективное разрушение породы, предложено электромеханическое управление, позволяющее поддерживать среднее давление постоянным, вне зависимости от R.

Обеспечение надежной работы нового распределителя требует всестороннего исследования его динамики и режимных характеристик. Так как распределитель специальный, с возможностью управления рабочим циклом, то необходимо определение влияния его регулировочных параметров на характеристики ГУ.

Цель настоящей работы — экспериментальное исследование рабочих циклов ГУ, определение его энергетических характеристик и влияния на них регулировочных параметров распределителя, выявление возможных недостатков в предложенной конструкции распределителя, поиск путей их устранения.

ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА. УСТРОЙСТВО ДРОССЕЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ЭНЕРГИИ УДАРА

В [19, 20] приведено описание стенда и физической модели гидроударного устройства, приборно-измерительного комплекса. На рис. 2 представлена принципиальная схема ГУ с золотниковым распределителем. Гидроударное устройство двухстороннего действия с управляемой камерой прямого хода состоит из ударного узла 1, включающего составной корпус (гильзу и кожух) и боек 2, распределителя 3, состоящего из корпуса, гильзы и золотника 4, напорного аккумулятора 6. Каналы корпусов распределителя и ударного узла соединяются внешними трубками. Аккумулятор газожидкостный.



Рис. 2. Принципиальная схема стенда и гидроударного устройства: *1* — ударный узел; *2* — боек; *3* — распределитель; *4* — золотник; *5* — регулировочное дроссельное устройство; *6* — аккумулятор; *7* — демпфирующее устройство; *8* — наковальня; *9*–*11* — соответственно основание, стойки и траверса стенда; *12* — прижимное устройство ГУ; *13* — пружина прижимного устройства; *A*, *B* — камеры прямого и обратного хода ударного узла; *D* — проточка бойка; НЛ, СЛ — напорная и сливная линии; ДД1–ДД4 — датчики давления; ДП1, ДП2 — датчики перемещения; ИВК — измерительно-вычислительный комплекс

Параметры гидроударного устройства и золотникового распределителя следующие:

Гидроударное устройство	
Общая масса устройства, кг	33.5
Масса бойка, кг	5.2
Положение бойка, при котором происходит соединение канала управления	35.0
распределителя со сливной линией <i>x</i> [1], мм	55.0
Положение бойка, при котором происходит соединение канала управления	10.0
распределителя с напорной линией $x_{[2]}$, мм	10.0

Распределитель	
Масса золотника, кг	0.25
Жесткость пружины, Н/мм	26.0
Предварительный натяг пружины x ₃ , мм	15, 20, 25
Площадь поверхности золотника со стороны камеры управления S_C , см ²	1.58, 2.55, 3.46
Полный ход золотника, мм	6.0
Диаметры дросселя $3 d_3$, мм	0.50, 0.75, 0.90
Диаметр иглы дросселя 4 d ₄ , мм	4.0
Угол раствора иглы, град	5.0
Перекрытие кромкой золотника канала управления, мм	0.6
Диаметры сечений каналов управления, мм	6.0

Принципиальная схема распределителя показана на рис. 3. В исходной позиции золотник l удерживается силой со стороны пружины 2, переключение производится жидкостью, подаваемой в камеру управления C через канал управления КУ, связанный с проточкой бойка ударного узла D (рис. 2). Начало смещения золотника из исходной позиции регулируется предварительным натягом пружины 2 золотника и дроссельным устройством, с которым камера управления C соединена со сливной линией дросселем-шайбой 3, а с каналом управления (до прямого соединения) — игольчатым дросселем 4.



Рис. 3. Принципиальная схема золотникового распределителя: *1* — золотник; *2* — пружина; *3*, *4* — дроссели; *5* — прижимной винт; НЛ, СЛ — напорная и сливная линии; *С* — камера управления золотника; КУ — канал управления

В начальный момент золотник l под действием пружины 2 находится в крайнем правом положении. Жидкость поступает из напорной линии через проточку в бойке, канал управления и дроссель 4 в камеру управления C, из которой часть ее отводится через дроссель 3. В зависимости от параметров дросселей в камере C устанавливается давление, повышаемое при поступлении жидкости от насоса в систему. Золотник начинает двигаться при давлении в C, а сила, действующая на него со стороны жидкости, превышает силу со стороны пружины и силу трения. После смещения золотника на расстояние δ камера C соединяется с каналом управления КУ, золотник ускоряется и перемещается в крайнее левое положение. Происходит соединение камеры прямого хода бойка со сливной линией, его торможение и обратный ход, в течение которого канал управления золотника последовательно отсоединяется от напорной линии, затем соединяется со сливной. При этом золотник возвращается в исходное положение и камера прямого хода бойка соединяется с НЛ. Отмечается торможение прямого хода бойка, в конце прямого хода бойка канал управления соединяется с НЛ. Цикл повторяется.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

При исследовании динамики распределителя проведено несколько серий опытов, в которых варьировались параметры дросселей, расход подаваемой к устройству жидкости и предварительный натяг пружины золотника. На рис. 4 представлены осциллограммы динамических характеристик ГУ при расходе $q_0 = 12.8$ л/мин, предварительном натяге пружины $x_3 = 20$ мм, диаметре дросселя-шайбы 3 $d_3 = 0.9$ мм и гидравлических диаметрах игольчатого дросселя d_4 , равных 0.261, 0.087, 0.044, 0.022 мм, что соответствовало выдвижению иглы дросселя на 3.0, 1.0, 0.5, 0.25 мм. Вертикальные линии показывают моменты соударения бойка с ограничителем (I, I') (начало и окончание цикла), пересечения им координат $x_{[1]}$ (II, II'), при которых проточка бойка отсоединяется и соединяется с напорной линией и $x_{[2]}$ (III, III'), когда проточка бойка соединяется и отсоединяется соответственно со сливной линией.



в камере прямого хода p_B и камере управления золотника p_C , перемещения x_V и скорости золотника v_V при $q_0 = 12.8$ л/мин, $x_3 = 15$ мм, $d_3 = 0.9$ мм, $d_4 = 0.261$ мм (*a*), $d_4 = 0.087$ мм (*б*), $d_4 = 0.044$ мм (*b*) и $d_4 = 0.022$ мм (*c*)

Анализ осциллограмм дает представление об изменении динамики рабочих циклов ГУ, связанных с изменением настройки дросселей. При уменьшении гидравлического диаметра d_4 цикл трансформируется от непрерывного (рис. 4а) к циклу с задержкой движения бойка (рис. $4\delta - c$), увеличивается его длительность T_c и предударная скорость v_I , давление в аккумуляторе р и камере прямого хода p_B . Период движения бойка во времени цикла T_C становится меньшим T_C / 3. Причина трансформации рабочих циклов — изменение давления в системе, при котором начинается цикл давления задержки $p_{[3]}$. На рис. 5 показана зависимость $p_{[3]}$ от гидравлического диаметра дросселя d_4 (количество оборотов регулировочного винта с шагом резьбы 1 мм $n = 0.5d_4 / tg(2.5^\circ)$) при нескольких значениях подаваемого к устройству расхода q_0 . Для непрерывного цикла за $p_{[3]}$ принимали давление в системе в начале цикла. Особенность приведенных зависимостей заключается в том, что при повышении расхода q_0 максимальное давление задержки уменьшается, при увеличении гидравлического диаметра d_4 происходит медленное падение $p_{[3]}$ и с определенного момента оно становится больше, чем при малых q₀. По-видимому, это связано с возрастающей при увеличении подаваемого к устройству расхода жидкости вибрацией устройства, которая приводит к более раннему смещению золотника из исходной позиции. Отмечается быстрое падение $p_{[3]}$ на начальном участке при повороте регулировочного винта менее чем на один оборот, что создает трудности при выборе режима работы ГУ.



Рис. 5. Зависимость давления задержки $p_{[3]}$, при котором начинается фаза обратного хода бойка, от гидравлического диаметра дросселя 4 d_4 ($d_3 = 0.9$)

Согласно рис. 6, рост подаваемого к устройству расхода q_0 , с одной стороны, приводит к росту предударной скорости v_I , частоты f и ударной мощности P, с другой — к уменьшению степени регулируемости при изменении параметров дросселей. Ударная мощность при $q_0 = 18.8$ л/мин находится в диапазоне P = 500-600 Вт, тогда как при $q_0 = 10.2$ л/мин — P = 70-250 Вт. При увеличении q_0 возрастают предударная скорость v_I и частота ударов f соответственно от 1.7–4.3 до 3.6–5.0 м/с и от 5–9 до 9–14 Гц. Максимальное регулирование достигается при небольшой подаче жидкости, при $q_0 = 10.2$ л/мин ударная мощность P увеличивается более чем в 3 раза, предударная скорость v_I — в 2 раза. Следует учитывать, что дав-

ление в системе ограничено давлением настройки предохранительного клапана $p_{\kappa\pi}$ и при увеличении $p_{\kappa\pi}$ возможен рост показателей регулирования и для больших расходов. Таким образом, для получения максимального эффекта регулирования следует наряду с изменением параметров дросселей изменять расход подаваемой к устройству жидкости. Снижение частоты fпочти в 2 раза может быть связано с большими зазорами в паре "боек-гильза" и "гильзакожух" и утечками через них при повышении давления в системе.



Рис. 6. Зависимость предударной скорости $v_{I}(a)$, частоты ударов f(b), ударной мощности P(b) от давления задержки $p_{[3]}$ при разных расходах q_{0}

Анализ экспериментальных данных показал, что основное изменение давления задержки $p_{[3]}$ приходится на начальный участок выдвижения иглы дросселя 4 (n = 0.25 - 0.85 мм). Это создает определенные трудности в выборе режима работы устройства. С целью получения заданных режимных характеристик следует разработать дроссельное устройство с фиксированным набором дросселей, что позволит более точно устанавливать требуемый режим работы устройства.

Динамика золотника определяется обратными связями между распределителем и ударным узлом и претерпевает изменения при изменении d_4 (рис. 4a-c). Ее особенности связаны как с дроссельным регулированием давления в гидравлической камере распределителя, так и с конструктивным исполнением ее привода, выполненным в виде одностороннего цилиндра с пружиной.

На рис. 7 приведена осциллограмма движения золотника в течение цикла с выделением характерных временных периодов: 1 — нахождение в исходной позиции; 2 — медленное движение под действием давления в камере C, определяемого параметрами дросселей 3, 4; 3 — движение после соединения камеры *C* с каналом управления напрямую до остановки на ограничителе; 4 — нахождение в крайней левой позиции; 5 — возвращение в исходную позицию.



Рис. 7. Перемещение золотника x_V в течение цикла ГУ: 1–5 — характерные периоды

В конце прямого хода бойка происходит соединение канала управления с напорной линией (рис. 4) и удар бойка об ограничитель. Давление в камере *C* резко повышается и после удара происходит генерация гидроударной волны: в случае почти открытого дросселя *4*, как на рис. 4*a*, этого оказывается достаточно, чтобы преодолеть силу со стороны пружины F_3 , привести в движение золотник, чтобы он прошел расстояние δ до прямого соединения канала управления с гидравлической камерой. В остальных случаях (рис. $4\delta - 2$) вследствие уменьшения гидравлического диаметра и увеличения сопротивления дросселя *4* давление гидравлического удара лишь вынуждает золотник совершить временный небольшой отрыв от поверхности ограничителя (находится в середине периода 1, рис. 7). Постоянного давления в камере *C* в начальный момент оказывается недостаточно для смещения золотника, оно медленно нарастает при увеличении давления в системе. После достижения достаточной для смещения влево золотника силы *F*₃, он начинает медленно двигаться до координаты ~ 0.5 мм (период 2, рис. 7), при которой камера *C* напрямую соединятся с каналом управления. Происходит быстрое перемещение золотника в крайнее левое положение.

Конструктивная особенность распределителя — его односторонний характер, что определяет силу со стороны пружины, не зависящую от давления в системе. Вследствие того, что камера управления через дроссель 3 постоянно соединена со сливной линией, после отсоединения ее от напорной линии происходило существенное падение давления и преждевременное (до соединения канала управления напрямую со сливной линией) движение золотника в обратном направлении (начало периода 5, рис. 7). Очевидно, что при определенных условиях это может привести к преждевременному срабатыванию золотника, уменьшению длины фазы обратного хода и отклонению ГУ от режимных характеристик.

Целесообразность разработки дроссельного устройства с фиксированным набором дросселей позволит точно устанавливать требуемое значение $p_{[3]}$, выбирать режим работы и характеристики устройства. Рассчитаем параметры дросселей-шайб с фиксированными отверстиями для такого варианта. Давление в камере управления золотника $p_{C[3]}$, обеспечивающее начало движения золотника, определяется по формуле

$$p_{C[3]} = \frac{F_3}{S_C},\tag{1}$$

86

где $F_3 = cx_3$ — сила со стороны пружины, c — коэффициент жесткости, x_3 — предварительный натяг пружины; S_c — площадь золотника со стороны гидравлической камеры C.

Давление задержки $p_{[3]}$ (давление в канале управления) при заданных параметрах дросселей определим с помощью известной формулы зависимости расхода жидкости через дроссель площади S_{Tr} от падения давления [21]:

$$q_{Tr} = \mu S_{Tr} \sqrt{\frac{\Delta p}{2\rho}}, \qquad (2)$$

здесь μ — коэффициент расхода; S_{Tr} — площадь проходного сечения дросселя; Δp — падение давление на дросселе; ρ — плотность жидкости.

Полагая, что зависимости расходов от давлений при течении жидкости через дроссели 3 и 4 одинаковы и определяются формулой (2), а давление на выходе из дросселя 3 равно нулю, запишем формулу, связывающую давление на входе в канал управления $p_{[3]}$ в начале цикла с давлением $p_{C[3]}$:

$$p_{[3]} = \frac{p_{C[3]}d_3^4}{d_4^4} \,. \tag{3}$$

С учетом (1) из (3) получим зависимость, связывающую давление в камере С в момент начала движения золотника с диаметрами дросселей, параметрами пружины и золотника:

$$p_{[3]} = \frac{d_3^4}{d_4^4} \frac{cx_3}{S_C} \,. \tag{4}$$

Из формулы (4) находим зависимость диаметра дросселя d_4 от давления задержки $p_{[3]}$ для заданных параметров дроссельного устройства и золотника. В таблице приведены результаты расчетов d_4 для следующих параметров: c = 26 Н/мм, $d_3 = 0.9$ мм, $S_c = 2.55$ мм. Столбец $p_{C[3]}^*$ отражает результаты экспериментального измерения давления при заданных параметрах распределителя.

Результаты расчетов диаметров дросселей d_4 для заданных давлений задержки $p_{[3]}$

<i>x</i> ₃	F_3	$p_{C[3]}$	$p_{C[3]}^{*}$	$p_{[3]}$	d_4	$p_{[3]}$	d_4	$p_{[3]}$	d_4	$p_{[3]}$	$d_{_4}$
15.0	390.0	1.52	1.61		0.67		0.63		0.60		0.57
20.0	520.0	2.04	2.14	5.00	0.72	6.50	0.67	8.00	0.64	9.50	0.61
25.0	650.0	2.55	2.62		0.76		0.71		0.68		0.65

выводы

В результате испытаний физической модели гидроударного устройства с дроссельным управлением рабочим циклом установлена возможность регулирования энергии и частоты ударов соответственно в 6 и 3 раза.

Анализ осциллограмм рабочих циклов распределителя позволил выявить преждевременное (до соединения канала управления напрямую со сливной линией) смещение золотника из край-

ней левой позиции, которое может влиять на гидравлическое сопротивление в сливной линии при обратном ходе бойка.

Изменение давления задержки $p_{[3]}$ приходится на небольшой начальный участок выдвижения регулировочной иглы, что создает трудности при задании требуемого режима работы гидроударного устройства. Их преодоление возможно с применением специального регулятора с калиброванными дроссельными отверстиями одного типа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- **1.** Городилов Л. В., Кудрявцев В. Г. Анализ способов и схем управления характеристиками гидроударных машин объемного типа // ФТПРПИ. 2022. № 1. С. 1–15.
- 2. Ye X., Miao X., and Cen Y. Modeling and simulation for hydraulic breaker based on screw-in cartridge valves, Appl. Mech. Mater., 2012, Vol. 229–231. P. 1697–1701.
- 3. Ding W. S., Wang J. J., and Chen L. N. Electronic control hydraulic impactor based on pressure feedback, Int. Conf. Mech. Autom. Control Eng. MACE 2010, 2010, No. 50775075. P. 2716–2719.
- Yang G., Ding C., Liang C., and Wang L. Research on intelligent hydraulic impactor, Proc. 3rd Int. Conf. Meas. Technol. Mechatronics Autom. ICMTMA 2011, 2011, Vol. 3. — P. 3–6.
- Yang G. and Ding C. Research on intelligent hydraulic impactor system based on fuzzy control, 2nd Int. Conf. Adv. Comput. Control., 2010. — P. 418–422.
- Chen J. S. Mechanical and electrical control of hydraulic impactor, Adv. Mater. Res., 2012, Vol. 507. P. 167–171.
- Yu H. and Tang J. The application of fuzzy control in intelligent hydraulic impactor, Int. J. Adv. Comp. Tech., 2012, Vol. 4, No. 22. — P. 1–9.
- Yang G. and Liang C. Research on the new hydraulic impactor control system, Int. Conf. Meas. Technol. Mechatronics Autom. ICMTMA 2010, 2010, Vol. 3. — P. 207–210.
- 9. Yang G. P., Gao J. H., and Chen B. J. Computer simulation of controlled hydraulic impactor system, Adv. Mater. Res. (Materials Sci. Eng.), 2011, Vol. 179–180. P. 122–127.
- 10. Yang G. and Chen Y. The research of new type hydraulic breaker with strike energy and frequency of adjusted, Mech. Eng. Res., 2012, Vol. 2, No. 2. P. 45-51.
- 11. Yang G., Yubao C., and Bo C. Dynamic performance research on reversing valve of hydraulic breaker, World J. Mech., 2012, Vol. 2. P. 288–296.
- Zhao H., Liu P., Shu M., and Wen G. Simulation and optimization of a new hydraulic impactor, Appl. Mech. Mater., 2012, Vol. 120. — P. 3–10.
- **13.** Wang X. Y. Modeling and simulation of impactor of hydraulic roofbolter based on AMESim, Appl. Mech. Mater., 2014, Vol. 448–453. P. 3426–3429.
- **14.** Лазуткин С. Л., Лазуткина Н. А. Прогрессивная конструкция гидравлического ударного устройства // Вестн. ПермГТУ. Машиностроение, материаловедение. — 2011. — № 3. — Р. 5–11.
- **15.** Фабричный Д. Ю., Толенгутова М. М., Фабричный Ю. Ф. Системы автоматического регулирования гидравлических ударных устройств по нагрузке на инструмент // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. 2013. № 4. С. 72–77.
- **16.** Роботизированные карьеры и шахты: будущее промышленности [Электронный ресурс]. URL: https://www.popmech.ru/vehicles/10522-nechelovecheskiy-faktor-roboty.

- **17. Мельников Н. Н.** Роль Арктики в инновационном развитии экономики России // Горн. журн. 2015. № 7. С. 24–27.
- Городилов Л. В. Исследование динамики гидроударных объемных систем двухстороннего действия.
 Ч. П: Влияние на характеристики предельных циклов конструктивных особенностей устройств и условий их взаимодействия с горным массивом // ФТПРПИ. 2013. № 3. С. 127–138.
- **19.** Городилов Л. В. Стенд и методика экспериментальных исследований гидроударных систем // ФТПРПИ. — 2011. — № 6. — С. 67–76.
- **20.** Городилов Л. В., Коровин А. Н., Кудрявцев В. Г., Першин А. И. Выбор конструктивной схемы и параметров гидроударного устройства для активного исполнительного органа горной машины // ФТПРПИ. 2023. № 1. С. 92–102.
- **21.** Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу / Б. Б. Некрасов, И. В. Фатеев, Ю. А. Беленков, А. А. Михайлин, В. Е. Суздальцев, А. А. Шейпак. М.: Высш. шк., 1989. 192 с.

Поступила в редакцию 05/V 2023 После доработки 25/V 2023 Принята к публикации 30/VI 2023