

УДК 622.24.085

А. А. Каракозов, С. Н. Парфенюк

*Донецкий национальный технический университет, Донецк, Украина*

## Результаты разработки гидроударников двойного действия с дифференциальным поршнем для бурения скважин различного целевого назначения

В статье рассмотрен уточнённый метод инженерного расчёта гидроударников для бурения скважин. Приведены результаты сравнения численного моделирования рабочего цикла гидроударника по уточнённому методу и исходной методике, а также результаты экспериментальных исследований и производственной апробации.

Ключевые слова: гидроударник, расчет.

В практике геологоразведочного бурения уже более пятидесяти лет применяются гидроударники двойного действия с дифференциальным поршнем. Сначала они использовались при ликвидации прихватов, а затем их стали применять при бурении и пробоотборе на шельфе, а также при ударно-вращательном бурении геологоразведочных, гидрогеологических, дегазационных и технических скважин. Используемый в настоящее время метод расчёта [1] даёт возможность определить параметры гидроударника и успешно используется при проектировании ряда конструкций, применяемых в практике буровых работ. Однако детальный анализ схемы работы гидроударника (рис. 1) показывает, что существующий метод расчёта не всегда соответствует реализуемым в устройствах рабочим циклам и поэтому требует уточнения.

Буровой насос (рис. 1а), соединяется подводным трубопроводом площадью  $f_T$  с гидроударником, в состав которого входят: впускной 1 и выпускной 2 клапана с ограничителем 3 и пружиной 4, цилиндр 5, дифференциальный поршень 6 со штоком 7, боёк 8, верхняя 9 и нижняя 10 наковальни. Насос подаёт жидкость с постоянным расходом  $Q$ . Скорость течения жидкости в трубопроводе равна  $V_T$ . Исходное положение бойка 8 – на нижней наковальне 10, что соответствует координате перемещения  $x=0$ . Величина полного хода бойка –  $S_0$ , рабочего хода бойка –  $S$ , хода клапанов –  $S_k$ . Из гидроударника жидкость выходит в скважину, выполняющую роль отводящего (сливного) трубопровода, или в толщу воды – при однорейсовом бурении.

В общем случае рабочий цикл гидроударника делится на четыре фазы, отличающиеся характером движения и величиной возможного перемещения бойка (рис. 1б-д).

*Фаза 1* – движение бойка вверх на рабочем ходе  $S$ . Осуществляется за счёт давления жидкости в полости цилиндра под поршнем (рис. 1б). Фаза заканчивается в момент встречи поршня с выпускным клапаном (рис. 1в). Длительность фазы –  $t_1$ .

*Фаза 2* – движение бойка вверх на свободном ходе  $S_2$ , равном разности между полным ( $S_0$ ) и рабочим ( $S$ ) ходом бойка. При этом впускной и выпускной клапаны перемещаются из исходного (нижнего) положения в верхнее положение на величину хода клапанов  $S_k$ . Фаза заканчивается при соударении бойка с верхней наковальней (рис. 1г). Длительность фазы –  $t_2$ .

*Фаза 3* – движение бойка вниз на рабочем ходе  $S'$ . Осуществляется за счёт давления жидкости в обеих полостях цилиндра. Фаза заканчивается в момент встречи поршня с ограничителем выпускного клапана (рис. 1д). Длительность фазы –  $t_3$ .

*Фаза 4* – движение бойка вниз на свободном ходе  $S_2'$ . При этом происходит перестановка впускного и выпускного клапанов в исходное нижнее положение. Фаза заканчивается при соударении бойка с нижней наковальней. Длительность фазы –  $t_4$ . В конце фазы гидроударник возвращается в исходное положение (рис. 1 е).

Из описания рабочего цикла следует, что, в общем случае, математическая модель должна составляться для несимметричного цикла, т.е. учитывать разные величины, как рабочих, так и свободных ходов бойка для каждого полуцикла (ход вверх и вниз). В общем случае также будут различаться площади поршня при ходе вверх и вниз. Поскольку в исследуемых конструкциях

используются пружины с жёсткостью до 100–150 кН/м, наличием которых уже нельзя пренебрегать, то в модели обязательно должно учитываться влияние клапанной пружины на протекание рабочего цикла. Кроме того, в гидравлической системе «насос – подводящий трубопровод – гидроударник – отводящий трубопровод» жидкость перетекает в отводящий трубопровод только на одном полуцикле (рис. 2), что также должно быть учтено в математической модели за счёт использования коэффициента разряжения за поршнем при гидроударе только при ходе бойка вверх.

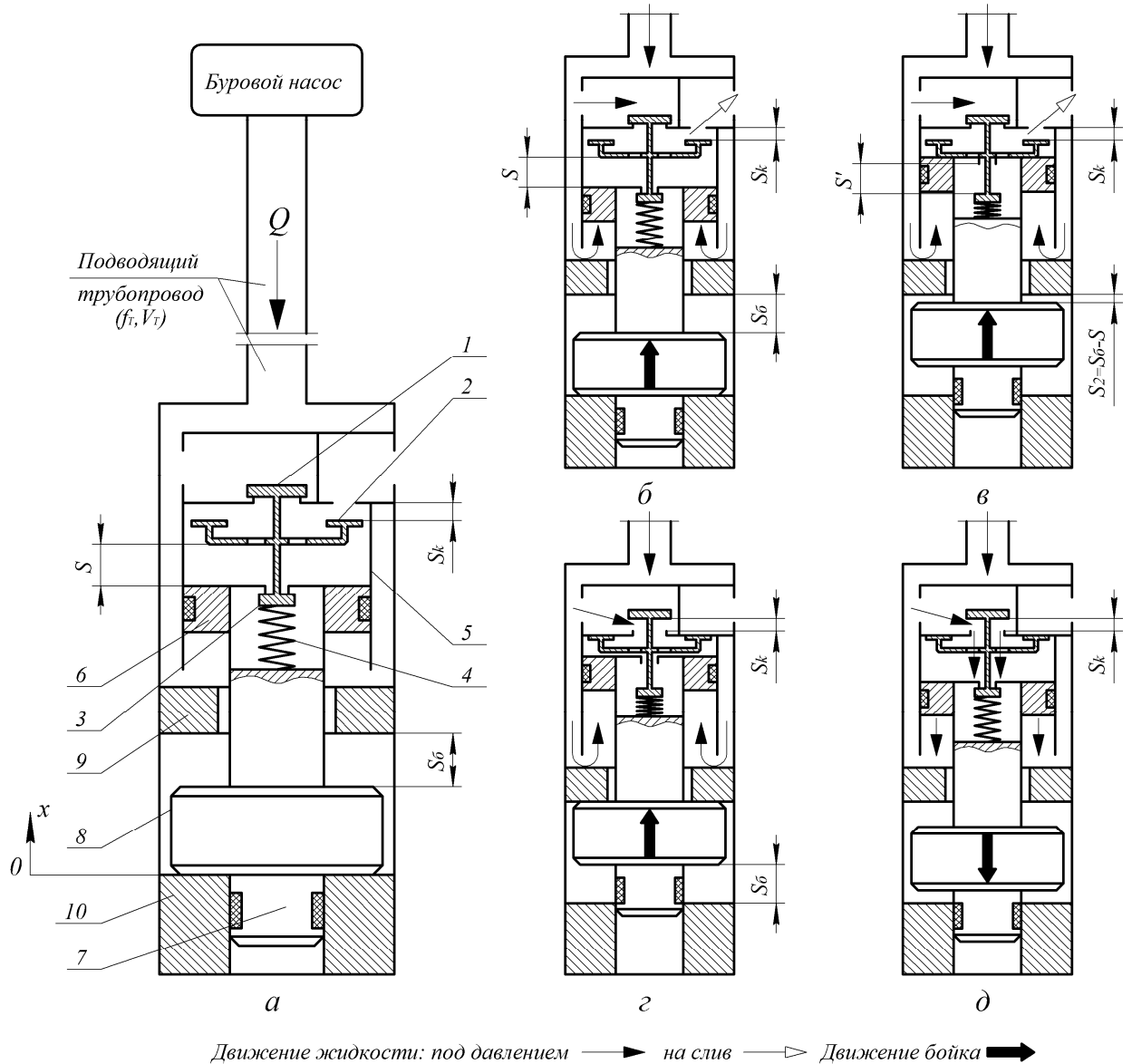


Рис. 1. Схема работы гидроударника двойного действия с дифференциальным поршнем.

Также будут различными и гидравлические сопротивления на входе в цилиндр механизма при движении бойка вверх и вниз, определяющиеся конструкцией клапанной группы, однако сейчас при расчетах оперируют средними потерями давления в гидроударнике. Например, потери давления на впускном клапане влияют только на протекание полуцикла при ходе бойка вниз. По осциллограммам, полученным авторами и приведенным на рис. 3, видно, что для одной и той же конструкции гидроударника только уменьшение гидравлических сопротивлений на впускном клапане позволило увеличить максимальную скорость бойка на ходе вниз в 1,75 раза (2,1 м/с против 1,2 м/с). При этом продолжительность цикла уменьшилась с 61,5 мс до 45,3 мс, что привело к увеличению частоты ударов с 16,3 до 22,1 Гц (в 1,36 раза) [2]. Из приведенного примера видно, что снижение гидравлических сопротивлений на впускном клапане позволяет значительно

улучшить энергетические показатели гидроударника. Следовательно, различие в гидравлических сопротивлениях также на разных полуциклах также должно быть учтено в расчётной модели.

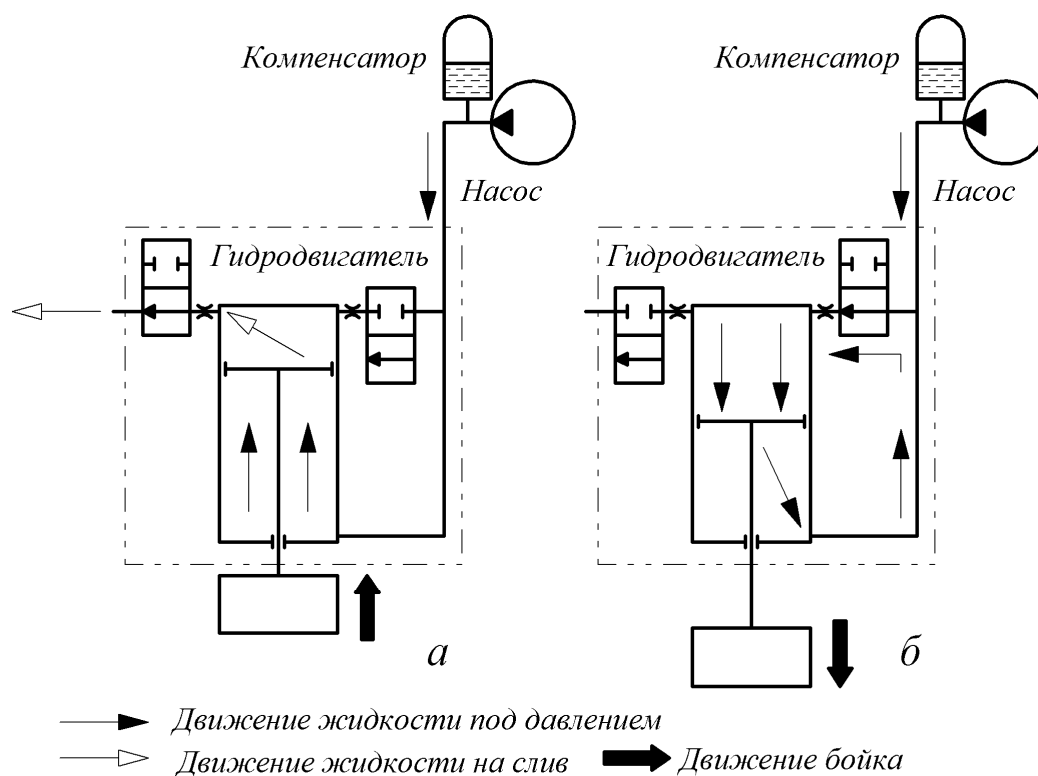


Рис. 2. Гидравлическая схема работы гидроударника при ходе бойка: а – вверх; б – вниз.

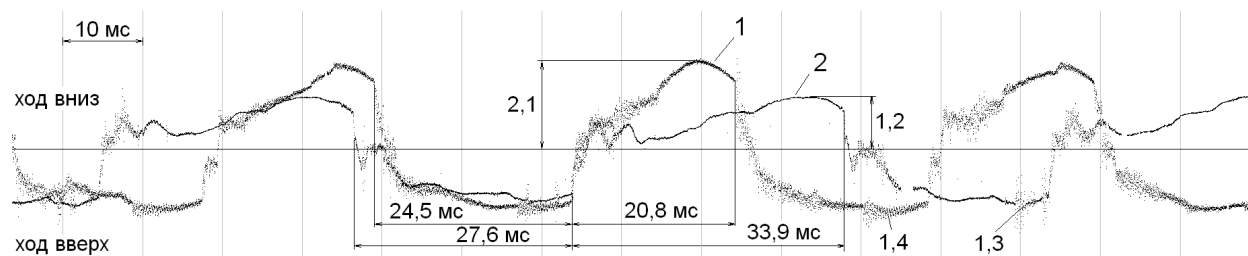


Рис. 3. Сравнение осциллограмм рабочих циклов гидроударника:  
1 – после увеличения сечения потока в клапанной коробке; 2 – для исходной конструкции.

В известном методе расчёта гидроударника [1] имеется также следующее противоречие. При определении скорости соударения бойка с наковальней с учётом гидравлического торможения принято допущение о мгновенной перестановке клапанов. Но одновременно в математической модели учитывается не равное нулю время перестановки клапанов, соответствующее времени движения бойка на рабочем ходе. Эти положения противоречат друг другу. Таким образом, торможение бойка на свободном ходе определяется приближённо, что требует уточнения существующего метода и с этой позиции.

В общем случае, в модели вообще нельзя отождествлять время перестановки клапанов и продолжительность движения бойка на свободном ходе. При этом динамика клапанной группы фактически определяет характер и особенности протекания 2-й и 4-й фаз рабочего цикла:

- Если время перестановки клапанов меньше продолжительности фазы, то эта фаза фактически будет состоять из двух этапов: на первом боёк будет тормозиться силой, обусловленной гидравлическими сопротивлениями при претекании жидкости в отводящий

трубопровод, а на втором – силой, обусловленной давлением жидкости после перестановки клапанов;

- Если время перестановки клапанов превышает продолжительность фазы, то в наличии будет только первый этап, т.е. перед соударением с наковальной тормозящая сила, обусловленная рабочим давлением, вообще будет отсутствовать.

Таким образом, существующий метод расчёта рабочих параметров гидроударника и математическая модель его работы требуют уточнения.

Математическая модель для инженерного расчёта рабочего цикла гидроударника, также как и её прототип [1], построена для установившегося режима работы с учётом общепризнанных допущений: 1. Переход энергии потока жидкости из одной формы в другую осуществляется по закону гидравлического удара; 2. Плотность жидкости постоянна; 3. Пренебрегаем временем пробега упругой волны по цилиндру, инерционностью и сжимаемостью жидкости в цилиндре; 4. Удар бойка по наковальне не вполне упругий; 5. Корпус механизма неподвижен.

При составлении модели работы гидроударника учтена взаимосвязь и взаимовлияние динамики бойка и клапанной группы. Но поскольку динамика клапанной группы зависит от изначально неизвестной скорости бойка в конце рабочего хода, то сразу учесть её влияние на протекание рабочего цикла не представляется возможным. Поэтому предлагается следующая последовательность определения параметров рабочего цикла гидроударника. Предварительно определяются его параметры с учётом приближённого времени перестановки клапанов, соответствующего продолжительности движения бойка на свободном ходе. Затем по рассчитанным параметрам гидроударника в конце рабочего хода определяется время перестановки клапанов с учётом динамики клапанной группы и характер движения бойка на свободном ходе, после чего проводится перерасчёт параметров гидроударника. На их основе опять рассчитывается время перестановки клапанов. Если оно незначительно отличается от ранее определённой величины, то расчёт прекращают. В противном случае может быть проведено несколько циклов расчёта по последовательному уточнению параметров гидроударника до тех пор, пока расчётные значения времени перестановки клапанов для двух смежных расчётов будут отличаться незначительно. При этом определение времени перестановки клапанов с учётом динамики клапанной группы и характера движения бойка на свободном ходе осуществляется на основании отдельной математической модели, составляемой для конкретной конструктивной схемы клапанной группы [3].

Поскольку в модели рассматривается несимметричный рабочий цикл гидроударника, то его полуциклы описываются отдельно.

#### **Ход бойка вверх.**

Дифференциальное уравнение движения бойка имеет вид:

$$m\ddot{x} = Pf - z_k(S'_k + x) - P_2f' - mg - R, \quad (1)$$

где  $m$  – масса бойка;  $x$  – ход бойка;  $P$  – давление в цилиндре механизма под поршнем;  $f$  – площадь поршня снизу;  $f'$  – площадь поршня сверху;  $z_k$  – жёсткость клапанной пружины;  $S'_k$  – предварительное поджатие клапанной пружины;  $P_2$  – давление на преодоление гидравлических сопротивлений при ходе вверх;  $g$  – ускорение свободного падения;  $R$  – сила механических сопротивлений.

Давление жидкости в цилиндре гидроударника

$$P = k\mu\rho cf(V_0 - \dot{x})/f_T + P_1,$$

где  $k$  – коэффициент разряжения за бойком при гидроударе;  $\mu$  – коэффициент утечек;  $\rho$  – плотность жидкости;  $c$  – скорость распространения гидроударной волны;  $V_0$  – скорость жидкости в цилиндре,  $V_0 = Q/f$ ;  $P_1$  – постоянная составляющая давления жидкости.

Тогда из уравнения (1) получим

$$m\ddot{x} = k\mu\rho cf^2(V_0 - \dot{x})/f_T + P_1f - P_2f' - z_k(S'_k + x) - mg - R \quad (2)$$

После преобразований уравнение (2) приводится к виду:

$$\ddot{x} + A\dot{x} + Bx - C = 0, \quad (3)$$

где  $A = k\mu\rho cf^2/(mf_T)$ ;  $B = z_k/m$ ;  $C = (P_1f + k\mu\rho cf^2V_0/f_T - P_2f' - z_kS'_k - mg)/m$ .

Вид решения дифференциального уравнения (3) определяется соотношением величин  $A$  и  $B$ . Рассмотрим только вариант  $(A/2)^2 < B$ , имеющий место при анализе конструкций с жёсткими клапанными пружинами и соответствующий комплексным корням характеристического уравнения. С учётом начальных условий (перемещение и скорость бойка равны нулю) решение дифференциального уравнения (3) имеет вид, аналогичный известному решению для гидроударника одинарного действия с прямым активным ходом бойка [1, 4, 5]:

$$x = \frac{C}{B} \left[ 1 - e^{-At/2} \left( \frac{A}{2\varphi} \sin \varphi t + \cos \varphi t \right) \right],$$

$$\dot{x} = \frac{C}{\varphi} e^{-At/2} \sin \varphi t,$$

где  $\varphi = \sqrt{B - (A/2)^2}$ .

При этом безразмерный параметр  $Y = x/\dot{x}$  примет вид:

$$Y = \frac{\varphi}{B} \left( \frac{e^{At/2} - \cos \varphi t}{\sin \varphi t} - \frac{A}{2\varphi} \right).$$

Для определения параметров гидроударника необходимо знать значение времени  $t_1$  конца рабочего хода бойка вверх  $S$ . Оно является неизвестной величиной, которую можно определить из уравнения баланса объёмов жидкости, проходящих через механизм на полуцикле:

$$QT_1 = q_1 + q_2,$$

где  $T_1$  – длительность полуцикла движения вверх;  $q_1$  и  $q_2$  – объёмы жидкости, проходящие через механизм на первой и второй фазах рабочего цикла.

Учитывая данные ранее проведенных исследований [1], имеем:

$$Q(t_1 + t_2) = (S + S_2) f / \mu + \Delta V f t_k$$

или

$$Q(t_1 + t_2) = S_0 f / \mu + \Delta V f t_k, \quad (4)$$

где  $S$ ,  $S_2$  – рабочий и свободный ход бойка вверх;  $S_0$  – полный ход бойка;  $t_k$  – время перестановки клапанов (в первом приближении считаем  $t_k = t_2$ );  $\Delta V$  – приращение скорости жидкости после открытия клапана [1]:

$$\Delta V = \frac{k \rho c \mu (V_0 - V) f / f_T + P_1}{f_0 \rho c (1 + f / f_T)} f,$$

где  $V$  – скорость бойка в конце рабочего хода  $S$ ;  $f_0$  – площадь проходного сечения клапана.

Давление  $P_1$  может быть определена из баланса работы жидкости в цилиндре [1]:

$$P_1 = \frac{mV^2(1 - \varphi^2)/2 + S[z_k(S'_k + S/2)] + (P_2 f' + R)S}{QT_1}.$$

Время перестановки клапанов  $t_k$  сначала не может быть точно определено, поэтому в первом приближении оно может быть рассчитано по упрощённой формуле [1], а затем уточнено.

$$t_k = t_2 = \frac{YS_2}{k_2 S},$$

где  $k_2 = 0,89 \div 0,96$  – коэффициент потерь скорости бойка на свободном ходе.

Уравнение (4) решается относительно  $t_1$  одним из приближенных методов. После определения  $t_1$  находят скорость бойка перед перестановкой клапанов  $V = S/Y$ . Затем последовательными приближениями устанавливаются  $t_k$  и  $t_2$ ,  $T_1$ , и скорость соударения бойка с наковальной  $V_2$ . При этом методика определения времени перестановки клапанов  $t_k$  и скорости соударения бойка с наковальной  $V_2$  может быть различной в зависимости от конструктивного исполнения клапанной группы гидроударника.

#### **Ход бойка вниз.**

Дифференциальное уравнение движения бойка имеет вид:

$$m\ddot{x} = P'f' + z_k(S_k'' - x) + mg - P_2'f - R, \quad (5)$$

где  $P'$  – давление в цилиндре механизма над поршнем;  $P_2'$  – давление на преодоление гидравлических сопротивлений при ходе вниз;  $S_k$  – ход клапанной группы (выпускного клапана);  $S_k^H = S_k' + S - S_k$  – предварительное поджатие клапанной пружины.

Подставляя значение давления в цилиндре механизма (без учёта коэффициента разряжения за поршнем, поскольку на фазе разгона жидкость в цилиндре механизма отделена от сливного трубопровода, см. рис. 2б), из уравнения (5) получим:

$$m\ddot{x} = \mu\rho cf_1^2(V_0 - \dot{x})/f_T + P_{11}f_1 - P_2'f + z_k(S_k^H - x) + mg - R, \quad (6)$$

где  $f_1 = f' - f$ .

После преобразований уравнение (6) приводится к виду:

$$\ddot{x} + A_1\dot{x} + Bx - D = 0, \quad (7)$$

где  $A_1 = \mu\rho cf_1^2/(mf_T)$ ;  $D = (\mu\rho cf_1^2V_0/f_T + P_{11}f_1 - P_2'f + z_kS_k^H + mg - R)/m$ .

Для нашего случая, по аналогии с ходом вверх, решение имеет вид:

$$x = \frac{D}{B} \left[ 1 - e^{-A_1 t/2} \left( \frac{A_1}{2\varphi_1} \sin \varphi_1 t + \cos \varphi_1 t \right) \right],$$

$$\dot{x} = \frac{D}{\varphi_1} e^{-A_1 t/2} \sin \varphi_1 t,$$

где  $\varphi_1 = \sqrt{B - (A_1/2)^2}$ .

При этом безразмерный параметр  $Y$  примет вид:

$$Y = \frac{\varphi_1}{B} \left( \frac{e^{A_1 t/2} - \cos \varphi_1 t}{\sin \varphi_1 t} - \frac{A_1}{2\varphi_1} \right).$$

Для определения параметров гидроударника необходимо знать значение времени  $t_3$  конца рабочего хода бойка вниз  $S'$ . В данном случае оно также может быть определено из уравнения баланса объёмов жидкости:

$$QT_2 = q_3 + q_4,$$

где  $T_2$  – длительность полупериода;  $q_3$  и  $q_4$  – объёмы жидкости, проходящие через механизм на третьей и четвёртой фазах.

Тогда можно записать

$$Q(t_3 + t_4) = S_6 f_1 / \mu + \Delta V_1 f_{k1}, \quad (8)$$

где  $t_{k1}$  – время перестановки клапанов при ходе вниз;  $\Delta V_1$  – приращение скорости жидкости в механизме после открытия клапана.

$$\Delta V_1 = \frac{k\rho c\mu(V_0 - V_1)f_1/f_T + P_{11}f_1}{f_0\rho c(1 + f_1/f_T)} f_1,$$

где  $V_1$  – скорость бойка в конце рабочего хода вниз  $S'$ .

Величина давления  $P_{11}$  может быть определена из баланса работы жидкости в цилиндре:

$$P_{11} = \frac{mV_1^2(1 - \varphi^2)/2 - S'[z_k(S_k^H - S'/2)] + RS' + P_2'fS'}{QT_2}.$$

Время перестановки клапанов  $t_{k1}$  также сначала не может быть точно определено, поэтому в первом приближении оно может быть рассчитано по упрощённой формуле [1], а затем уточнено.

$$t_{k1} = t_4 = \frac{YS'_2}{k_2 S'},$$

где  $S'_2$  – свободный ход бойка при движении вниз.

Уравнение (8) также решается относительно  $t_3$  одним из приближенных методов. После определения  $t_3$  находят скорость бойка перед перестановкой клапанов  $V_1 = S'/Y$ . Затем последовательными приближениями устанавливается  $t_{k1}$  и  $t_4$ ,  $T_2$  и скорость соударения бойка с наковальной  $V_{21}$ .

Далее определяется продолжительность цикла  $T=T_1+T_2$  и среднее давление за цикл  $P=(P_u T_1+P_d T_2)/T$ , где  $P_u$  и  $P_d$  – давления при ходе бойка вверх и вниз. Остальные рабочие параметры (энергия и частота ударов, мощность эффективная и на привод, а также КПД) рассчитываются по известным зависимостям [1].

Проведённые расчёты по исходной и уточнённой методике даже без учёта особенностей работы клапанной группы показывают необходимость учёта клапанной пружины на рабочий цикл: при этом наблюдается как отличие скорости бойка при ходе вверх и вниз даже при одинаковых значениях свободного хода, так и оптимальное значение хода бойка, соответствующее максимуму скорости. В табл. 1 показаны результаты расчёта для гидроударника диаметром 108 мм с массой бойка 50 кг и подводящим трубопроводом из бурильных труб диаметром 50 мм (свободный ход бойка 3 мм).

Таблица 1. Сравнение оптимальных значений рабочего хода (S) и максимальных скоростей (V) ударов бойка гидроударника в зависимости от расхода жидкости (с учётом и без учёта клапанной пружины) при жёсткости клапанной пружины 60 и 100 кН/м

Q, л/мин	Без учёта пружины		$z_k=60$ кН/м				$z_k=100$ кН/м			
			Ход вниз		Ход вверх		Ход вниз		Ход вверх	
	S, мм	V, м/с	S, мм	V, м/с	S, мм	V, м/с	S, мм	V, м/с	S, мм	V, м/с
120	10	0,84	10	0,82	8	0,78	10	0,83	7	0,77
150	12	1,11	10	1,05	12	1,09	12	1,10	9	1,03
180	14	1,41	14	1,38	12	1,33	14	1,38	11	1,30
210	16	1,73	15	1,69	14	1,64	15	1,69	13	1,61
240	18	2,06	18	2,02	16	1,96	17	2,02	15	1,93
270	20	2,42	19	2,36	20	2,30	20	2,37	17	2,28
300	22	2,80	22	2,73	20	2,67	22	2,74	19	2,64

Для обеспечения максимальных глубин скважины и механических скоростей бурения при ограниченной приводной мощности насоса можно поддерживать энергию ударов в пределах  $\pm 3...5\%$  (в некоторых случаях  $\pm 10\%$ ) от максимума за счёт постепенного увеличения хода бойка в зависимости от глубины эксплуатации при неизменном расходе жидкости. Это позволяет увеличить глубину бурения скважины, компенсируя потери энергии при течении жидкости в бурильной колонне и скважине за счёт снижения эффективной мощности гидроударника, уменьшая частоту ударов без существенных потерь энергии [6], что, в свою очередь, позволяет поддерживать механическую скорость бурения на максимально возможном уровне.

Когда же энергетические возможности приводного оборудования будут исчерпаны, то переходят на работу на пониженном расходе жидкости, начиная с минимально возможных значений хода бойка.

Проведённая экспериментальная проверка показала принципиальную возможность реализации такого подхода.

В качестве примера на рис. 4 представлены совмещённые осциллограммы скорости бойка при его ходе 17 мм (кривая 1) и 21 мм (кривая 2) при пониженном для данной конструкции гидроударника расходе жидкости 180 л/мин.

Эти данные иллюстрируют практическое сохранение скорости (а, следовательно, и энергии) удара на одном уровне при работе гидроударника разных условиях, в том числе и при низких расходах жидкости.

При реализации принципа постоянного поддержания энергии ударов на близком к максимуму уровне необходимо знать разброс скорости движения бойка в конце рабочего хода.

Если при использовании исходной методики разброс (вариация) скорости движения бойка в конце рабочего хода (от 10 до 30 мм) составляет не более 16%, то при учёте клапанной пружины диапазон изменения предупредительной скорости бойка изменяется, а при малых расходах жидкости и больших жёсткостях пружин – расширяется до 40% и более (табл. 2).

Таким образом, приведенные выше примеры показывают целесообразность использования уточнённого метода инженерного расчёта параметров гидроударника при проектировании новых образцов буровой техники.

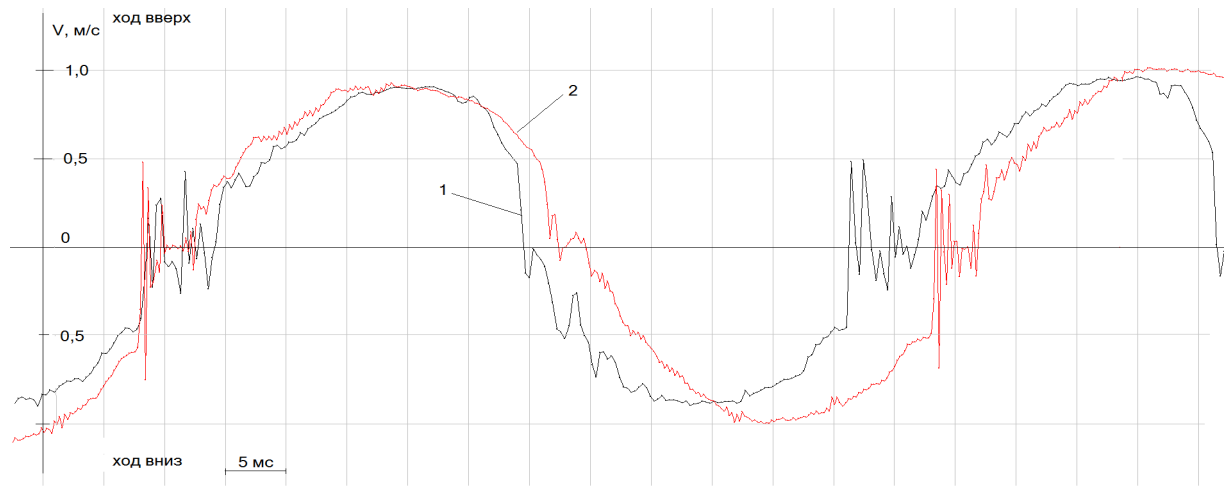


Рис. 4. Осциллограммы скорости бойка экспериментального гидроударника

Таблица 2. Вариации скорости движения бойка в конце рабочего хода в зависимости от жёсткости клапанной пружины при диаметре бурильных труб 63,5мм ( $S=10 \dots 30$  мм).

$Q$ , л/мин	Без учёта пружины	Жёсткость пружин, кН/м					
		Ход вверх			Ход вниз		
		60	80	100	60	80	100
120	0,11 (+11%)	0,28 (+29,2%)	0,34 (+35,8%)	0,39 (+41,9%)	0,25 (+25,8%)	0,3 (+30,9%)	0,33 (+34,4%)
150	0,09 (+6,9%)	0,22 (+17,6%)	0,29 (+23,2%)	0,34 (+27,4%)	0,2 (+15,8%)	0,24 (+18,9%)	0,28 (+22,1%)
180	0,07 (+4,3%)	0,18 (+11,5%)	0,22 (+14,1%)	0,26 (+16,8%)	0,16 (+10,1%)	0,9 (+12%)	0,22 (+13,9%)
210	0,07 (+3,5%)	0,13 (+6,8%)	0,17 (+9%)	0,19 (+10,1%)	0,12 (+6,2%)	0,14 (+7,3%)	0,16 (+8,3%)
240	0,13 (+5,5%)	0,1 (+4,4%)	0,11 (+4,9%)	0,14 (+6,3%)	0,11 (+4,8%)	0,1 (+4,4%)	0,12 (+5,3%)
270	0,22 (+8%)	0,18 (+6,8%)	0,16 (+6,1%)	0,15 (+5,7%)	0,18 (7,1%)	0,19 (+7,1%)	0,18 (+6,8%)
300	0,31 (+9,8%)	0,27 (+8,9%)	0,25 (+8,3%)	0,24 (+8%)	0,29 (+9,4%)	0,28 (+9,1%)	0,27 (+8,8%)

С использованием приведенного выше уточнённого метода получен массив расчётных данных и зависимостей для гидроударников диаметром 108 мм, анализ которых показал, что:

- Скорость бойка в конце рабочего хода, рассчитанная с учётом действия клапанной пружины, всегда меньше скорости, рассчитанной по исходной модели [1] (без учёта пружины).
- Для всех случаев скорость бойка при ходе вниз превышает соответствующую скорость при ходе вверх, что объясняется влиянием клапанной пружины, соответственно, тормозящей и разгоняющей боёк.
- При увеличении жёсткости пружины скорость бойка вверх незначительно снижается, при этом максимум скорости сдвигается в сторону меньших значений хода бойка.
- Увеличение площади трубопровода приводит к росту скорости бойка и смещению максимума скорости в сторону больших значений хода бойка.
- При прочих равных условиях увеличение жёсткости клапанной пружины приводит к некоторому снижению рабочего давления и росту КПД, причём эти зависимости практически линейны. Продолжительность рабочего цикла и частота ударов изменяются незначительно: их графики представляют собой практически горизонтальные линии.
- Время движения бойка на ходе вниз всегда больше соответствующей величины при ходе вверх. При этом с увеличением расхода жидкости эта разница снижается до 8% (для малых расходов она может составлять более 15%). Зависимость относительной разности продолжительности полуциклов от хода бойка имеет вид параболы с минимумом в



пределах 20–22 мм. С увеличением расхода жидкости парабола вырождается практически в прямую линию. Зависимость относительной разности продолжительности полуциклов от расхода также имеет вид параболы с минимумом в пределах 240 л/мин.

- Вариация скорости бойка при изменении рабочего хода без учёта клапанной пружины составляет 3–16 %. При учёте жёсткости пружины вариация скорости бойка возрастает и может составлять около 40 % при малых расходах жидкости и больших жёсткостях пружин. Для каждого диаметра подводящего трубопровода существует расход жидкости, при котором это значение минимально. С увеличением диаметра трубопровода минимум вариации перемещается от больших расходов жидкости к меньшим. С ростом жесткости пружины для расходов до 240 л/мин вариация увеличивается, а для больших расходов – снижается.
- При прочих равных условиях вариация для хода вниз всегда меньше, чем для хода вверх.
- Максимумы скорости бойка в конце рабочего хода при учёте пружины и без него соответствуют различным значениям рабочего хода. В большинстве случаев это относится и к максимумам скоростей ударов при ходе вверх и вниз. Разница между максимумами невелика – до 10 %, возрастающая с диаметром трубопровода и жёсткостью клапанной пружины.
- При фиксированном значении хода бойка разница между скоростями снижается с ростом расхода жидкости и возрастает с увеличением жёсткости клапанной пружины. При этом изменение диаметра трубопровода не оказывает существенного влияния на эту величину.

Полученные результаты использовались при проектировании гидроударника диаметром 108 мм, предназначенного для интенсификации шарошечного бурения скважин на воду в условиях, когда конструкция буровой установки не позволяет обеспечить необходимую осевую нагрузку на долото при небольших глубинах скважин.

Техническая характеристика гидроударника приведена в табл. 3.

Таблица 3 – Техническая характеристика гидроударника для бурения скважин.

№ п/п	Параметр	Значение
1	Диаметр корпуса гидроударника, мм	108
2	Длина гидроударника, мм	2175
3	Подача жидкости для привода гидроударника, л/мин	240 – 270
4	Перепад давления в гидроударнике, МПа	2,5–3,0
5	Масса гидроударника, кг	106
6	Энергия удара, Дж	80 – 120
7	Диаметр бурения, мм	112 – 132

Испытания разработанного гидроударника проводились при бурении скважины на воду глубиной 95 м на объекте работ ЧП «Артезиан» при поддержке специалистов СГРГП «Пивничгеология» в районе г. Белая Церковь. Для бурения скважины использовалась установка 1БА-15В, оснащённая насосом НБ-50, с бурильными трубами диаметром 73 мм.

В геологическом строении участок работ представлен породами осадочного чехла II–IV категорий по буримости мощностью до 70–75 м, ниже которых залегают коренные породы, представленные гранитами IX–X категорий.

Скважина вскрыла граниты на глубине 70,5 м, после чего весь верхний интервал был перекрыт обсадной колонной диаметром 146 мм. Для проходки гранитов сначала было решено использовать пневмоударник, который на первых порах обеспечил механическую скорость бурения до 3 м/час. Но затем пришлось отказаться от его применения, так как из-за больших притоков воды компрессор буровой установки не обеспечивал необходимое давление воздуха. Бурение было продолжено шарошечным долотом типа ОК диаметром 120,6 мм (при осевой нагрузке 11–15 кН, частоте вращения бурового снаряда 85 об/мин и подаче жидкости 250–270 л/мин). При этом механическая скорость бурения составила 0,5–0,7 м/час, что объясняется низкой осевой нагрузкой, которая, в лучшем случае, была в 4,7–9,3 раза ниже рекомендуемой для используемого долота.

Поэтому было принято решение использовать гидроударник для интенсификации шарошечного бурения в интервале 87–95 м. При бурении с гидроударником, который устанавливался непосредственно над долотом, режимные параметры остались неизменными, однако механическая

скорость бурения увеличилась до 1,5–1,7 м/час. Общая проходка с использованием гидроударника составила 8 м. Данные по результатам опытного бурения приведены в табл. 4.

Таблица 4 – Результаты опытного бурения скважины на воду с использованием гидроударника.

№ п/п	Интервал бурения, м	Время бурения, мин	Механическая скорость бурения, м/час
1	87–89	70	1,71
2	89–91,5	92	1,63
3	91,5–93	59	1,53
4	93–95	75	1,59

Использование разработанного гидроударника в гранитах IX–X категории по буримости позволило обеспечить прирост механической скорости при бурении долотом типа ОК диаметром 120,6 мм в 2,2–3 раза по сравнению с обычным шарошечным бурением при крайне низких значениях осевой нагрузки (в несколько раз меньше рекомендуемой).

### Библіографічний список

1. Калиниченко, О. И. Развитие научных основ создания погружных гидроударных снарядов и установок для однорейсового бурения скважин на морском шельфе: Дисс. ... докт. техн. наук: 05.06.05 / Калиниченко Олег Иванович. – Донецк, ДонНТУ, 2002. – 371 с.
2. Каракозов, А. А. О влиянии гидравлических сопротивлений на впускном клапане на рабочий цикл гидроударника двойного действия с дифференциальным поршнем / А. А. Каракозов, С. Н. Парфенюк // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения. Сб. научн. трудов. – Киев: ИСМ им. Бакуля, 2011. – Вып.14. – С. 85-88.
3. Каракозов, А. А. Развитие теории работы и уточнение метода расчёта параметров гидроударников двойного действия с дифференциальным поршнем / А. А. Каракозов, С. Н. Парфенюк // Наукові праці ДонНТУ. Серія «Гірничо-геологічна». Випуск 11 (161). – Донецьк, ДонНТУ, 2010. – С. 223-233.
4. Эпштейн, Е. Ф. Бурение скважин гидроударниками и пневмоударниками / Е. Ф. Эпштейн, В. Г. Ясов. – М.: Недра, 1967. – 168 с.
5. Ясов, В. Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин / В. Г. Ясов. – М.: Недра, 1977. – 153 с.
6. Каракозов, А. А. Повышение эффективности гидроударного бурения скважин при разведке угольных месторождений / А. А. Каракозов // Уголь Украины, №4, 2001. – С. 52-55.

Надійшла до редколегії 20.09.14

Каракозов А. А., Парфенюк С. М.

*ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Донецьк, Україна*

**Результати розробки гідроударників подвійної дії з диференціальним поршнем для буріння свердловин різного цільового призначення**

У статті розглянуто уточнений метод інженерного розрахунку гідроударників для буріння свердловин. Наведено результати порівняння чисельного моделювання робочого циклу гідроударника по уточненого методу і вихідної методикою, а також результати експериментальних досліджень та виробничої апробації

Ключові слова: гідроударник, розрахунок.

Karakozov A. A., Parfenyuk S. N.

*Donetsk national technical university, Donetsk, Ukraine*

**The results of the development of double-acting hydraulic hammer with differential piston for drilling wells for various purposes**

The article describes the method of engineering calculations for drilling hammers. The results of the comparison of numerical simulation of working cycle of hammers for proposed method and the reference method and the results of experimental research and production testing.

Keywords: hammer, calculation.