

Развитие теории работы и уточнение метода расчёта параметров гидроударников двойного действия с дифференциальным поршнем

Каракозов А. А.^{*}, Парфенюк С. Н.

ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет», Донецк, Украина

Поступила в редакцию 11.02.10, принята к печати 21.02.10.

Аннотация

Предложен уточнённый метод расчёта параметров гидроударников двойного действия с дифференциальным поршнем. Приведены некоторые результаты экспериментальных исследований рабочего цикла гидроударников, применяющихся в снарядах для бурения скважин в нескальных породах морского шельфа и при проходке дегазационных и технических скважин, подтверждающие теоретические разработки.

Ключевые слова: гидроударник двойного действия; метод расчёта рабочих параметров; экспериментальные исследования рабочего цикла; бурение скважин на шельфе; бурение технических и дегазационных скважин.

Гидроударники двойного действия с дифференциальным поршнем достаточно широко применяются в практике геологоразведочного бурения: в гидроударных снарядах для бурения на шельфе и отбора проб в нескальных породах; при ударно-вращательном бурении скважин; при ликвидации прихватов бурового снаряда. Кроме того, их использование перспективно при бескерновом бурении технических и дегазационных скважин. В настоящее время при расчёте рабочих параметров и проектировании этих гидроударников используется метод, разработанный О. И. Калиниченко [1], являющаяся развитием известных исследований Е. Ф. Эпштейна, Г. И. Неудачина, В. Г. Ясова, А. А. Кожевникова и многих других ученых [2, 3, 4, 5].

Однако, как показывает детальный анализ существующего метода расчёта гидроударников, он требует уточнения в силу ряда причин, приведенных ниже.

Расчетная схема гидроударника изображена на рис. 1. Буровой насос, снабжённый компенсатором, соединяется подводящим трубопроводом площадью f_T с гидроударником, в состав которого входят: впускной 1 и выпускной 2 клапана с ограничителем 3 и пружиной 4, цилиндр 5, поршень 6, боёк 7 и верхняя 8 и нижняя 9 наковальни. Насос подаёт жидкость с постоянным расходом Q . Скорость течения жидкости в трубопроводе V_T . Исходное положение бойка 7 – на нижней наковальне 9, что соответствует координате перемещения $x=0$. Величина хода бойка S_6 .

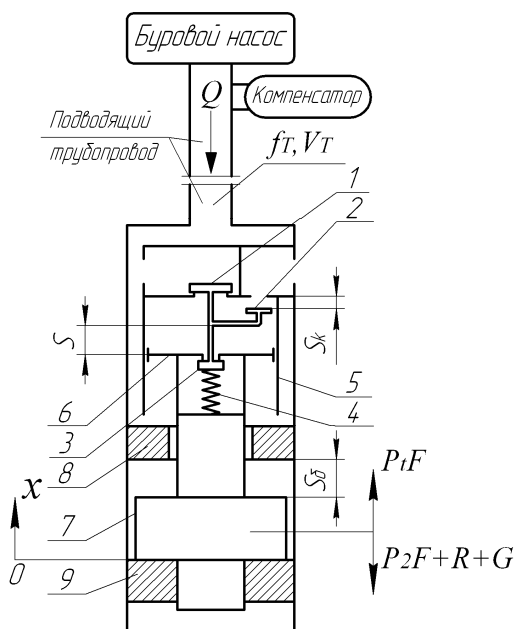


Рис. 1. Расчетная схема гидроударника двойного действия с дифференциальным поршнем.

* E-mail: karakozov@donntu.edu.ua

В общем случае рабочий цикл гидроударника делится на четыре фазы, отличающиеся характером движения и величиной возможного перемещения бойка (рис. 2). *Фаза 1* – рабочий ход S бойка 7 вверх. Движение осуществляется за счёт давления жидкости в нижней камере цилиндра 5 (рис. 2 а). Фаза заканчивается в момент встречи поршня 6 с выпускным клапаном 2 (рис. 2 б). Длительность фазы t_1 . *Фаза 2* – движение бойка 7 вверх на свободном ходе S_2 . Перестановка впускного 1 и выпускного 2 клапанов из исходного нижнего положения в верхнее на величину хода клапанов S_k . Фаза заканчивается в момент соударения бойка 7 с верхней наковальной 8 (рис. 2 в). Длительность фазы t_2 . *Фаза 3* – рабочий ход S' бойка 7 вниз. Движение осуществляется за счёт давления жидкости в обеих камерах цилиндра 5. Фаза заканчивается в момент встречи поршня 6 с ограничителем 3 выпускного клапана 2 (рис. 2 г). Длительность фазы t_3 . *Фаза 4* – движение бойка 7 вниз на свободном ходе S_2' . Перестановка впускного 1 и выпускного 2 клапанов из верхнего положения в исходное нижнее. Фаза заканчивается в момент соударения бойка 7 с нижней наковальной 9. Длительность фазы t_4 . Гидроударник возвращается в исходное положение (рис. 2 а).

Следовательно, в общем случае, математическая модель рабочего цикла должна также строиться с учётом различных величин рабочего и свободного хода бойка для каждого полуцикла (ход вверх и вниз). При этом в расчётной модели обязательно должно учитываться влияние клапанной пружины на протекание рабочего цикла, поскольку в исследуемых конструкциях гидроударников используются достаточно жёсткие пружины (20–150 кН/м), действием которых пренебрегать нельзя.

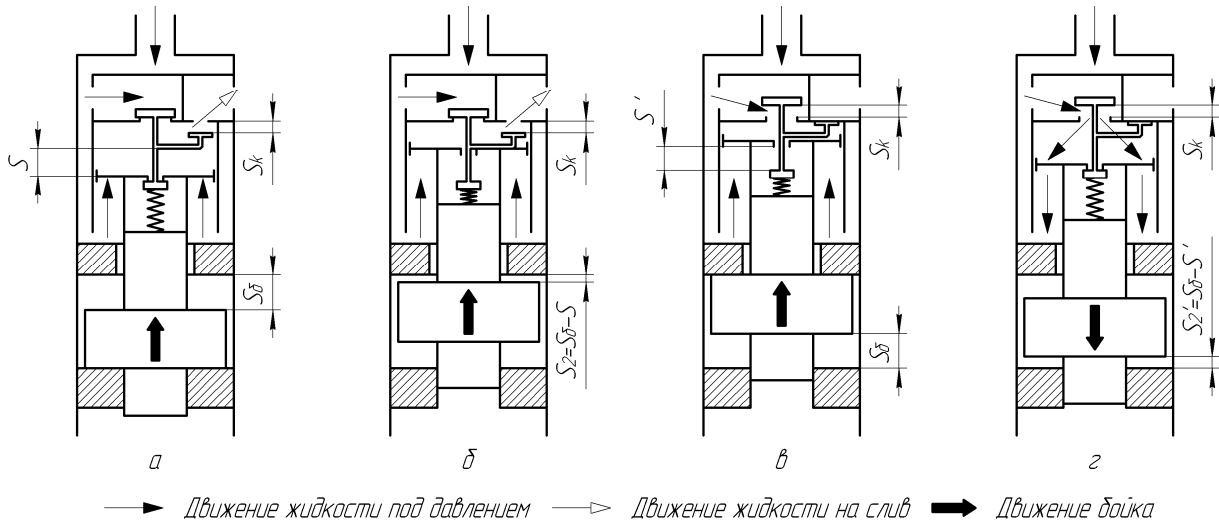


Рис. 2. Фазы рабочего цикла гидроударника

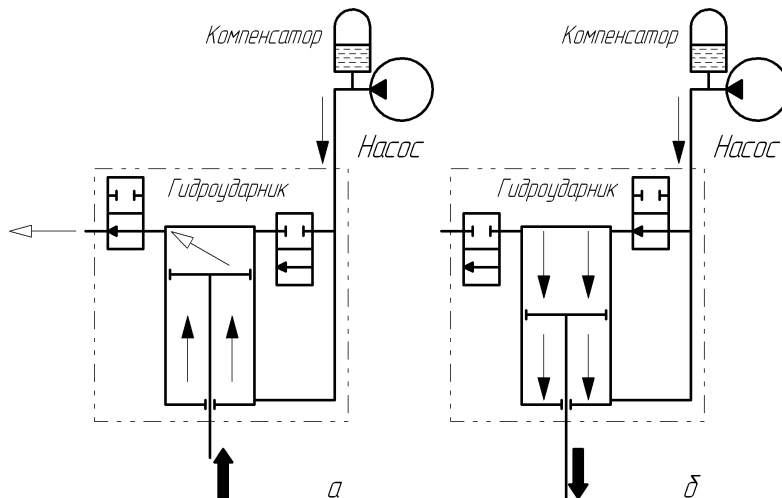


Рис. 3. Гидравлическая система работы гидроударника: а – при ходе бойка вверх; б – при ходе бойка вниз.

Кроме того, на различных полувращениях состояние гидравлической системы насос – трубопроводы – гидроударник имеет различный вид с точки зрения связи гидроударника с отводящим трубопроводом (рис. 3), что также должно быть учтено в математической модели за счёт использования коэффициента разряжения за поршнем-бойком при гидроударе только при ходе бойка вверх.

В существующем методе расчёта гидроударника [1, 6] также имеется следующее противоречие. При определении скорости соударения бойка с наковальной с учётом гидравлического торможения бойка принято допущение о мгновенной перестановке клапанов. Но одновременно в математической модели учитывается время перестановки клапанов, соответствующее времени движения бойка на рабочем ходе, не равное нулю. Эти два положения противоречат друг другу. Таким образом, торможение бойка на свободном ходе определяется приближённо без учёта динамики клапанной группы, что требует уточнения существующего метода и с этой позиции.

По нашему мнению, в методике расчёта в общем случае нельзя отождествлять время перестановки клапанов и продолжительность движения бойка на свободном ходе. При этом следует учесть, что динамика клапанной группы фактически определяет характер и особенности протекания 2-й и 4-й фаз рабочего цикла:

- Если время перестановки клапанов превышает продолжительность фазы, то торможения бойка перед соударением с наковальной силой, обусловленной величиной рабочего давления в цилиндре гидроударника, вообще не будет;
- Если время перестановки клапанов меньше продолжительности фазы, то фаза будет состоять из двух подфаз – на первой боёк будет тормозиться силой, обусловленной гидравлическими сопротивлениями при перестановке клапанов, и только на второй – силой, обусловленной величиной рабочего давления в цилиндре гидроударника.

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

При составлении математической модели гидроударника аналитические зависимости построены для установившегося режима его работы в скважине. При этом для снижения сложности модели приняты общепризнанные допущения, которые имеют непринципиальный характер [1, 2, 3, 4, 5]:

- Переход энергии потока жидкости из одной формы в другую осуществляется по закону гидравлического удара. Временем пробега упругой волны по цилиндру пренебрегаем из-за малых размеров цилиндра гидроударника по сравнению с длиной трубопровода;
- Жидкость в цилиндре гидроударника безынерционная и несжимаемая, а плотность рабочей жидкости постоянная;
- Гидравлические сопротивления в гидроударнике, зависящие от квадрата расхода жидкости, определяются их средней величиной (постоянной);
- Удар бойка по наковальне не вполне упругий, а отскок бойка характеризуется коэффициентом восстановления скорости φ ;
- Корпус механизма неподвижен в течение рабочего цикла.

Кроме того, при составлении модели работы гидроударника необходимо учесть взаимосвязь и взаимовлияние динамики бойка и клапанной группы механизма. Однако, поскольку динамика клапанной группы зависит от скорости движения бойка в конце рабочего хода, которая также является неизвестной величиной, то сразу учесть её влияние на протекание рабочего цикла не представляется возможным.

Поэтому предлагается следующая последовательность расчёта параметров рабочего цикла гидроударника. Сначала определяются предварительные параметры гидроударника с учётом приближённого времени перестановки клапанов, соответствующего продолжительности движения бойка на свободном ходе. Затем на их основе, по известным 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 определённого, то расчёт прекращают. В противном случае может быть проведено несколько циклов расчётов по

последовательному уточнению параметров гидроударника и динамики клапанной группы до тех пор, пока расчётные значения времени перестановки клапанов для двух смежных расчётов будут отличаться незначительно.

При этом математическая модель для определения времени перестановки клапанов с учётом динамики клапанной группы и характера движения бойка на свободном ходе должна составляться для каждой конкретной конструктивной схемы клапанной группы.

При рассмотрении несимметричного рабочего цикла гидроударника отдельно рассматриваются полуциклы его движения вверх и вниз.

Ход бойка вверх.

Дифференциальное уравнение движения бойка имеет вид:

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

где m – масса бойка; x – ход бойка; P – давление в цилиндре механизма; f – площадь поршня; z_k – жёсткость клапанной пружины; S'_k – предварительное поджатие клапанной пружины; R – сила механических сопротивлений.

Учитывая значение давления в цилиндре механизма

$$P = k\mu\rho cf(V_0 - \dot{x})/f_T + P_1 + P_2,$$

где k – коэффициент разряжения за бойком при гидроударе; μ – коэффициент утечек; ρ – плотность жидкости; c – скорость распространения гидроударной волны; V_0 – скорость жидкости в цилиндре гидроударника, $V_0=Q/f$; P_1 – дополнительное давление жидкости; P_2 – давление на преодоление гидравлических сопротивлений;

из уравнения (1) получим

$$m\ddot{x} = k\mu\rho cf^2(V_0 - \dot{x})/f_T + P_1 f + P_2 f - z_k(S'_k + x) - mg - R. \quad (2)$$

После элементарных преобразований приведём уравнение (2) к виду

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

где $A = k\mu\rho cf^2/(mf_T)$; $B = z_k/m$;

$$C = 1/m[(P_1 - P_2)f + k\mu\rho cf^2V_0/f_T - z_kS'_k - mg - R].$$

Форма решения уравнения (3) определяется в зависимости от соотношения значений величин A и B . Рассмотрим два варианта (вариант $(A/2)^2=B$ не рассматриваем ввиду отсутствия его практической применимости).

Вариант 1 – $(A/2)^2 > B$.

С учётом начальных условий (перемещение и скорость бойка равны нулю) решение имеет вид:

$$x = \frac{C}{B(r_1 - r_2)} [r_2(e^{r_1 t} - 1) - r_1(e^{r_2 t} - 1)], \quad (4)$$

$$\dot{x} = \frac{C}{r_1 - r_2} (e^{r_1 t} - e^{r_2 t}), \quad (5)$$

где $r_{1,2} = -A/2 \pm \sqrt{(A/2)^2 - B}$ – характеристические корни уравнения (3).

При этом безразмерный параметр Y примет вид:

$$Y = \frac{r_2(e^{r_1 t} - 1) - r_1(e^{r_2 t} - 1)}{B(e^{r_1 t} - e^{r_2 t})} \quad (6)$$

Вариант 2 – $(A/2)^2 < B$.

С учётом начальных условий (перемещение и скорость бойка равны нулю) решение имеет вид:

$$x = \frac{C}{B} \left[1 - e^{-at/2} \left(\frac{a}{2\varphi} \sin \varphi t + \cos \varphi t \right) \right], \quad (7)$$

$$\dot{x} = \frac{C}{\varphi} e^{-at/2} \sin \varphi t, \quad (8)$$

где $\varphi = \sqrt{B - (A/2)^2}$.

При этом безразмерный параметр Y примет вид:

$$Y = \frac{\varphi}{B} \left(\frac{e^{at/2} - \cos \varphi t}{\sin \varphi t} - \frac{A}{2\varphi} \right) \quad (9)$$

Для определения параметров гидроударника необходимо знать значение времени t_1 конца рабочего хода бойка вверх S . В данном случае оно является неизвестной величиной, которая может быть определена из уравнения баланса объёмов жидкости, проходящих через механизм при движении бойка вверх.

$$QT_1 = q_1 + q_2, \quad (10)$$

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], можно записать

$$Q(t_1 + t_2) = fS \frac{1}{\mu} + t_2 f \left(\frac{S}{t_1} Y + \Delta V \right), \quad (11)$$

где S – рабочий ход бойка вверх; t_2 – время перестановки клапанов; ΔV – приращение скорости жидкости в механизме после открытия клапана.

Значение ΔV может быть определено как

$$\Delta V = \frac{k\rho c \mu (V_0 - V) \frac{f}{f_r} + P_1}{f_0 \rho c \left(1 + \frac{f}{f_r} \right)} \cdot f, \quad (12)$$

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

Величина давления P_1 может быть определена из баланса работы жидкости в цилиндре:

$$P_1 = \frac{mV^2(1 - \varphi^2)/2 + S[z_k(S'_k + S/2)] + RS + P_2 fS}{QT_1} \quad (13)$$

Время перестановки клапанов t_2 сначала не может быть точно определено, поэтому в первом приближении оно может быть рассчитано по упрощённой формуле (14) [1, 6], а затем уточнено.

$$t_2 = \frac{S_2 t_1}{k_2 Y S}, \quad (14)$$

где S_2 – свободный ход бойка при движении вверх; $k_2=0,89 \div 0,96$ – коэффициент потерь скорости бойка на свободном ходе.

Уравнение (11) решается относительно t_1 одним из приближенных методов. После определения t_1 находится значение скорости бойка перед перестановкой клапанов $V=SY/t_1$. Затем последовательными приближениями устанавливается время перестановки клапанов t_2 , продолжительность полуцикла T_1 , и скорость соударения бойка с наковальной V_2 . При этом

методика определения времени перестановки клапанов t_2 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:

$$m\ddot{x} = Pf + z_k(S_k^i - x) + mg - R, \quad (15)$$

где $S_k^H = S_k^i + S - S_k$ – предварительное поджатие клапанной пружины; S_k – ход клапанной группы (выпускного клапана).

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. 3.), из уравнения (15) получим:

$$m\ddot{x} = \mu\rho cf^2(V_0 - \dot{x}) / f_T + P_1 f + P_2 f + z_k(S_k^i - x) + mg - R, \quad (16)$$

После элементарных преобразований приведём уравнение (16) к виду

$$\ddot{x} + A_1\dot{x} + Bx - D = 0, \quad (17)$$

где $A_1 = \mu\rho cf^2 / (mf_T)$; $D = 1/m[(P_1 - P_2)f + k\mu\rho cf^2 V_0 / f_T + z_k S_k + mg - R]$.

Рассмотрим два варианта решения уравнения (17).

Вариант 1 – $(A_1/2)^2 > B$.

С учётом начальных условий (перемещение и скорость бойка равны нулю) решение имеет вид:

$$x = \frac{D}{B(r_1 - r_2)} [r_2 (e^{r_1 t} - 1) - r_1 (e^{r_2 t} - 1)], \quad (18)$$

$$\dot{x} = \frac{D}{r_1 - r_2} (e^{r_1 t} - e^{r_2 t}), \quad (19)$$

где $r_{1,2} = -A_1/2 \pm \sqrt{(A_1/2)^2 - B}$.

При этом безразмерный параметр Y определяется по формуле (6).

Вариант 2 – $(A_1/2)^2 < B$.

С учётом начальных условий (перемещение и скорость бойка равны нулю) решение имеет вид:

$$x = \frac{D}{B} \left[1 - e^{-at/2} \left(\frac{a}{2\varphi} \sin \varphi t + \cos \varphi t \right) \right], \quad (20)$$

$$\dot{x} = \frac{D}{\varphi} e^{-at/2} \sin \varphi t, \quad (21)$$

где $\varphi = \sqrt{B - (A_1/2)^2}$.

При этом безразмерный параметр Y примет вид:

$$Y = \frac{\varphi}{B} \left(\frac{e^{at/2} - \cos \varphi t}{\sin \varphi t} - \frac{A_1}{2\varphi} \right) \quad (22)$$

Для определения параметров гидроударника необходимо знать значение времени t_3 конца рабочего хода бойка вниз S_H . В данном случае оно также является неизвестной величиной, которая может быть определена из уравнения баланса объёмов жидкости, проходящих через механизм при движении бойка вниз.

$$QT_2 = q_3 + q_4, \quad (23)$$

где T_2 – длительность полуцикла движения вниз; q_3 и q_4 – объемы жидкости, проходящие через механизм на третьей и четвертой фазах рабочего цикла.

Учитывая данные ранее проведенных исследований [5], можно записать

$$Q(t_3 + t_4) = fS_i \frac{1}{\mu} + t_4 f \left(\frac{S_i}{t_3} Y + \Delta V_i \right), \quad (24)$$

где S_n – рабочий ход бойка вверх; t_4 – время перестановки клапанов при ходе вниз; ΔV_n – приращение скорости жидкости в механизме после открытия клапана.

Значение ΔV_n может быть определено как

$$\Delta V_i = \frac{\rho c \mu (V_0 - V_i) \frac{f}{f_r} + P_{1i}}{f_0 \rho c \left(1 + \frac{f}{f_r} \right)} \cdot f, \quad (25)$$

где V_n – скорость бойка в конце рабочего хода S_n .

Величина давления P_{1i} может быть определена из баланса работы жидкости в цилиндре:

$$P_{1i} = \frac{mV_i^2 (1 - \varphi^2) / 2 - S_i [z_k (S_k^i - S_i / 2)] + RS_i + P_2 f S_i}{QT_2} \quad (26)$$

Время перестановки клапанов t_4 также сначала не может быть точно определено, поэтому в первом приближении оно может быть рассчитано по упрощенной формуле (2.27) [1, 6], а затем уточнено.

$$t_4 = \frac{S_{2i} t_3}{k_2 Y S_i}, \quad (27)$$

где S_{2n} – свободный ход бойка при движении вниз.

Уравнение (24) также решается относительно t_3 одним из приближенных методов. После определения t_3 находится значение скорости бойка перед перестановкой клапанов $V_n = S_n Y / t_3$. Затем последовательными приближениями устанавливается время перестановки клапанов t_4 , продолжительность полуцикла T_2 , и скорость соударения бойка с наковальной V_{2n} .

Затем определяется продолжительность цикла $T = T_1 + T_2$ и среднее давление за цикл $P = (P_6 T_1 + P_n T_2) / T$, где P_6 и P_n – давления при ходе бойка вверх и вниз.

Остальные рабочие параметры рассчитываются по известным зависимостям, приведенным в табл. 1 [1, 6].

Таблица 1. Формулы для определения параметров гидроударника

№	Наименование параметра	Расчетная формула
1	Энергия единичного удара, Дж	$E = 0.5 m V_2^2 (1 - \varphi^2)$
2	Частота ударов, c^{-1}	$n = T^{-1}$
3	Эффективная мощность ГУ, Вт	$N_9 = 2 E n$
4	Мощность на привод ГУ, Вт	$N = Q P$
5	КПД	$\eta = N_9 / N$

Пример определения времени перестановки клапанов с учётом динамики клапанной группы и характера движения бойка на свободном ходе (для конкретного исполнения гидродвигателя гидроударных буровых снарядов установок типа УМБ-130 для бурения скважин на шельфе), необходимых для реализации уточнённого метода расчёта гидроударника, приведен ниже.

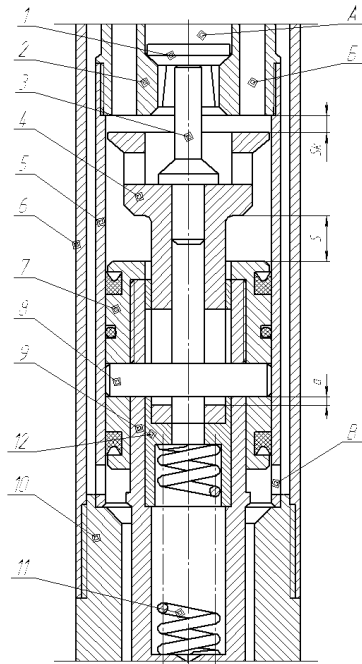


Рис. 4. Схема гидродвигателя гидроударника. 1 – впускной клапан; 2 – клапанная коробка; 3 – толкатель; 4 – выпускной клапан; 5 – цилиндр; 6 – корпус; 7 – поршень; 8 – палец; 9 – шток бойка; 10 – верхняя наковальня; 11 – пружина; 12 – компенсационная втулка; S – рабочий ход; S_k – ход клапана; a – зазор втулки; А – нагнетательная линия; Б – выхлопная линия; В – окна цилиндра.

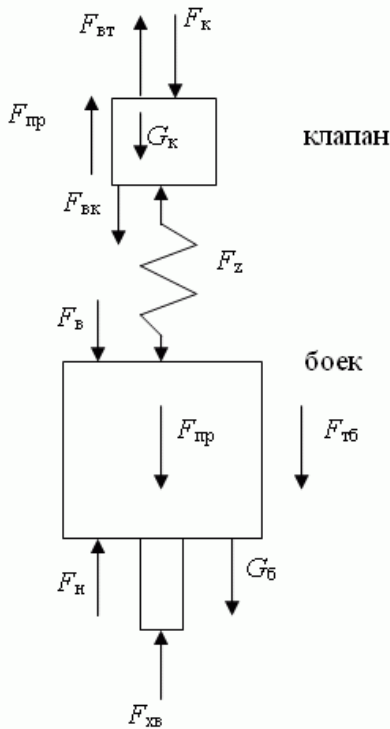


Рис. 5. Схема сил, действующих на фазе перестановки клапанов вверх

Типичная конструкция клапанной группы исследуемых гидроударников для бурения скважин, разработанных ДонНТУ, приведена на рис. 4 [6]. Основными элементами являются впускной клапан 1 и выпускной клапан 4, связанный с ним толкателем 3 и установленный в поршне 7, соединённом с бойком (не показан) гидроударника. В рабочем цикле фазе перестановки клапанов вверх предшествует фаза разгона бойка, в течение которой он ускоренно движется под действием давления жидкости. Впускной клапан при этом закрыт, а выпускной удерживается в открытом состоянии. Неподвижность впускного клапана обеспечивается давлением жидкости на него.

Началом перестановки клапанов следует считать момент начала движения клапанной группы, когда боёк, пройдя расстояние, равное рабочему ходу S , наносит удар по выпускному клапану. В процессе перестановки клапанов происходит совместное движение впускного и выпускного клапанов вверх под действием пружины и движение бойка вверх по инерции.

Окончанием перестановки следует считать момент полного закрытия выпускного клапана, который соответствует его перемещению на величину S_k .

Проанализировав конструкцию гидроударника и характер протекающих при перестановке клапанов процессов, были выделены силы, действующие на основные элементы гидроударника на этой фазе (рис. 5): F_n – сила давления жидкости на поршень снизу; $F_{хв}$ – сила давления жидкости на хвостовик бойка; $F_{вт}$ – сила давления жидкости на впускной клапан со стороны надпоршневой полости; F_k – сила давления жидкости на впускной клапан со стороны нагнетательной линии; $F_{пр}$ – сила давления жидкости на выпускной клапан и боек со стороны полости пружины; $F_{вк}$ – сила давления жидкости на выпускной клапан со стороны надпоршневой полости; $F_в$ – сила давления жидкости на поршень сверху; F_z – сила сжатия пружины; $F_{тб}$ – результирующая сил трения, действующих на боёк; $G_б$, G_k – вес, соответственно, бойка и клапана.

На рассматриваемой фазе перестановки клапанов вверх происходит соединение нагнетательной линии с линией выхлопа, поскольку клапана при своем движении не перекрывают соответствующие каналы. Поэтому считаем, что вышеуказанные силы определяются характером течения жидкости через гидроударник [7] с преодолением местных гидравлических сопротивлений.

Система дифференциальных уравнений движения элементов гидроударника будет иметь следующий вид (в качестве положительно направления оси координат выбираем направление вниз, а начало отсчета соответствует крайнему нижнему положению бойка):

$$\begin{cases} m_{\delta} \cdot \ddot{x}_{\delta} = F_{\delta} + F_z + F_{np} + F_{m\delta} + G_{\delta} - F_n - F_{x\delta} \\ m_{\kappa} \cdot \ddot{x}_{\kappa} = F_{\delta\kappa} + F_{\kappa} + G_{\kappa} - F_{\delta m} - F_{np} - F_z, \end{cases} \quad (28)$$

где m_{δ} – масса бойка; m_{κ} – масса клапана; x_{δ} , x_{κ} – перемещение бойка и клапана.

Поскольку имеет место переходный процесс, связанный со снижением давления в нагнетательной линии при открытии клапана, то для его описания используется следующий подход. Гидроударник подсоединяется к нагнетательной линии, которая имеет свойство деформироваться под воздействием внутреннего давления. При этом величина изменения объема жидкости в ней определяется упругой деформацией стенок трубопровода. Поэтому величину объема жидкости, накопленную в нём на фазе разгона бойка, можно определить по величине давления жидкости. Используя известную формулу Ламе для определения деформации толстостенного цилиндра, можно записать следующее выражение для определения величины абсолютной деформации стенок нагнетательной магистрали в радиальном направлении:

$$\Delta r = \frac{r}{E} \left(\frac{r^2 + R^2}{R^2 - r^2} + \mu \right) p \quad (29)$$

где r , R – соответственно внутренний и наружный диаметр трубопровода, E – модуль упругости трубопровода, μ – коэффициент Пуассона, p – давление в трубопроводе.

Изменение объема нагнетательного шланга при этом будет определяться выражением

$$\Delta V = k^2 l p^2 + 2rk l p, \quad (30)$$

где $k = \frac{r}{E} \left(\frac{r^2 + R^2}{R^2 - r^2} + \mu \right)$; l – длина трубопровода в пределах распространения

гидроударной волны на фазе разгона бойка.

Ввиду того что величина k^2 для изучаемых условий является очень малой (примерно $2,5 \cdot 10^{-11}$), то первым слагаемым в формуле (30) можно пренебречь. Таким образом, имеем линейную зависимость величины изменения объема рукава от давления в нем.

В начале фазы перестановки клапанов в трубопроводе установилось высокое давление, которое соответствует давлению в системе на конце фазы разгона бойка вверх. Следовательно, имеется увеличение объема трубопровода, вызванное этим давлением. Тогда по мере открытия впускного клапана к объёму жидкости, подаваемой насосом, присоединяется объём, вытесняемый при упругом сжатии стенок трубопровода при снижении давления. Таким образом, величина расхода жидкости, вызванная сжатием трубопровода, может быть определена по формуле:

$$\Delta Q = (f_{\kappa} - f_{x\delta}) \sqrt{\frac{2g \cdot p}{\xi_{\kappa} \cdot \gamma}} - Q_{\kappa}. \quad (31)$$

Зная зависимость давления в рукаве от его объема, можно перейти к решению системы уравнений (1), дополнив его уравнением изменения объема трубопровода. При этом считаем, что на впускной клапан действует давление жидкости в трубопроводе, равное p .

После подстановки значений сил, входящих в (1), получим новую систему:

$$\begin{cases} m_{\delta} \cdot \ddot{x}_{\delta} = \Delta p_{\text{вых}} \cdot f_{x\delta} - \Delta p_m \cdot f_{\delta} - \Delta p_{\kappa} \cdot (f_{\kappa} - f_{x\delta}) + z \cdot (-x_{\delta} + h + x_{\kappa}) + F_{m\delta} + G_{\delta} \\ m_{\kappa} \cdot \ddot{x}_{\kappa} = p \cdot f_{\kappa} + \Delta p_m \cdot f_{\delta} - z \cdot (-x_{\delta} + h + x_{\kappa}) + G_{\kappa} \\ \dot{V} = (f_{\kappa} - f_{x\delta}) \sqrt{\frac{2g \cdot p}{\xi_{\kappa} \cdot \gamma}} - Q_{\kappa}, \end{cases} \quad (32)$$

где z – жесткость пружины; h – величина предварительного поджатия пружины; $\Delta p_{\text{вых}}$ – перепад давления на выхлопном клапане в зазоре между его тарелкой и клапанной коробкой; Δp_{κ} – перепад давления на щели впускного клапана; Δp_m – перепад давления на пути перетока жидкости в полость пружины; f_{κ} – площадь сечения надпоршневой полости; $f_{x\delta}$ – площадь сечения хвостовика бойка; f_{κ} – площадь сечения тарелки впускного клапана; f_{δ} – площадь

сечения полости пружины; V – функция от времени избыточного увеличения объема трубопровода (давление в нём будет определяться из выражения $p = \frac{V}{2rkl}$).

Для решения системы (32) была написана программа в системе MathCAD. На рис. 6 показан пример решения системы (32) для реального гидроударника для бурения скважин.

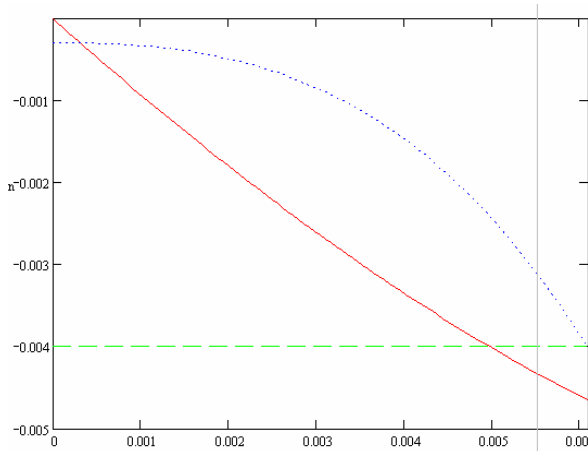


Рис. 6. Зависимость перемещения элементов гидроударника от времени, полученная при интегрировании системы (5)

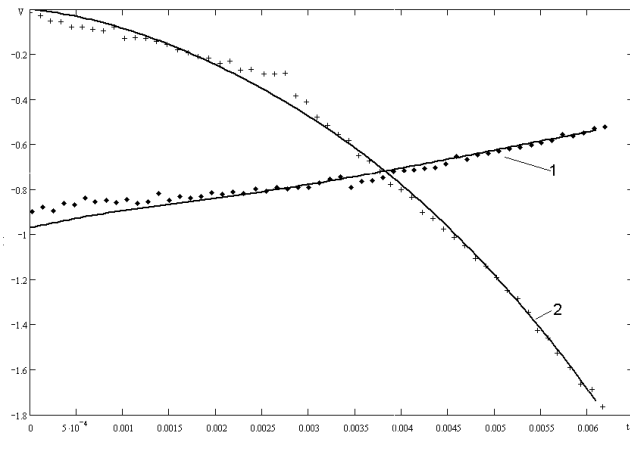


Рис. 7. Совпадение теоретических и экспериментальных данных скорости бойка гидроударника на свободном ходе (кривая 1) и скорости его клапанной группы (кривая 2).

Для проверки разработанной модели проведены экспериментальные исследования [8], подтвердившие теоретические построения. На рис. 7 показано совпадение теоретических и экспериментальных данных скорости бойка гидроударника на свободном ходе и скорости его клапанной группы (в принятой системе координат отрицательное значение скорости соответствует движению вверх).

Эти данные подтверждают адекватность предложенной математической модели и правомерность применения уточнённого метода расчёта гидроударника. Важным результатом является теоретическое подтверждение факта возможного значительного (более 40 %) снижения скорости бойка на фазе перестановки клапанов вверх. Кроме того, за её время боёк проходит расстояния, соизмеримые с величинами хода клапана и свободного хода бойка. Это необходимо учитывать при проектировании конструкции гидроударников, поскольку фазы гидроторможения бойка после перестановки клапанов, которая обычно учитывается во всех теоретических моделях, просто может не быть, а потери скорости бойка будут обусловлены особенностями перестановки клапанной группы.

Библиографический 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: 05.15.10 / Калиниченко Олег Иванович. – Донецк, ДонНТУ, 2002. – 371 с.
2. Эпштейн, Е. Ф. Бурение скважин гидроударниками и пневмоударниками / Е. Ф. Эпштейн, В. Г. Ясов. – М.: Недра, 1967. – 168 с.
3. Ясов, В. Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин / В. Г. Ясов. – М.: Недра, 1977. – 153 с.
4. Неудачин, Г. И. Теоретический анализ работы гидроударных механизмов / Г. И. Неудачин, А. В. Коломоец, В. Г. Абатуров // Труды МИНХ и ГП. – 1967. – № 63. – С. 19–25.
5. Кожевников, А. А. Импульсные технологии бурения геологоразведочных скважин / А. А. Кожевников, С. В. Гошовский, И. И. Мартыненко. – К.: УкрГГРИ, 2003. – 208 с.
6. Калиниченко, О. И. Гидроударные буровые снаряды и установки для бурения скважин на шельфе / О. И. Калиниченко, П. В. Зыбинский, А. А. Каракозов. – Донецк: «Вебер» (Донецкое отделение), 2007. – 270 с.

7. Парфенюк, С. Н. Определение расхода жидкости между камерами гидроударника на отдельных фазах его рабочего цикла / С. Н. Парфенюк // Наукові праці ДонНТУ, серія “Гірничо-геологічна”. Випуск 10 (151). – Донецьк, ДонНТУ, 2009. – С. 169–174
8. Каракозов, А. А. Экспериментальные исследования гидроударников двойного действия на модернизированном стенде с компьютерной регистрацией измеряемых параметров. / А. А. Каракозов, С. Н. Парфенюк // Матеріали міжнародної конференції “Форум гірників – 2009”. – Дніпропетровськ: НГУ, 2009. – С. 220–225.

© Каракозов А. А., Парфенюк С. Н., 2010.

Анотація

Запропонований уточнений метод розрахунку параметрів гідроударників подвійної дії з диференційним поршнем. Приведені деякі результати експериментальних досліджень робочого циклу гідроударників, що застосовуються в снарядах для буріння свердловин в нескельних породах морського шельфу і при проходці технічних і дегазаційних свердловин, які підтверджують теоретичні розробки.

Ключові слова гідроударник подвійної дії; метод розрахунку робочих параметрів; експериментальні дослідження робочого циклу; буріння свердловин на шельфі; буріння технічних і дегазаційних свердловин.

Abstract

The specified method of calculation of parameters of double action hydraulic hammers with the differential piston is offered. Some results of experimental researches of a work cycle of the hydraulic hammers applied for drilling of wells in soils on a sea shelf and drilling of gas and technical wells, confirming theoretical researches are resulted.

Keywords: double action hydraulic hammer, method of calculation of parameters, experimental researches of a work cycle, drilling of wells on a sea shelf, drilling of gas and technical wells.